

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-328794

(43)Date of publication of application : 19.11.2003

(51)Int.Cl.

F02D 15/00

F01L 13/00

F02B 67/06

F02B 75/04

F02B 75/32

F02D 41/06

F02D 43/00

F02D 45/00

F02P 5/15

(21)Application number : 2002-140874

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 16.05.2002

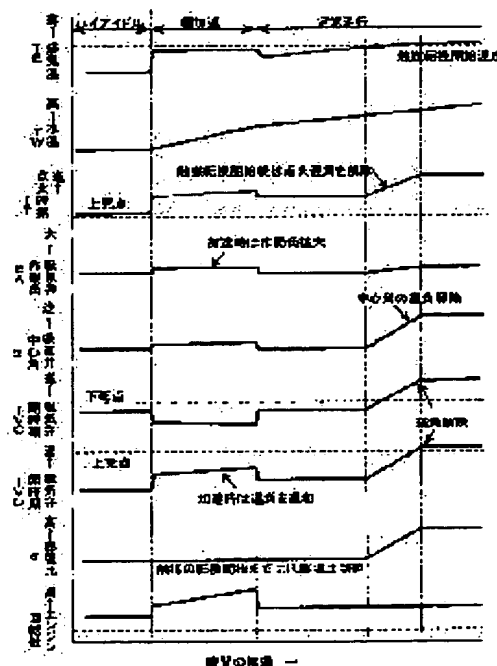
(72)Inventor : AOYAMA SHUNICHI
TAKEMURA SHINICHI
SUGIYAMA TAKANOBU
HIYOSHI RYOSUKE

(54) CONTROL DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To enable both the steep rise of the exhaust temperature and operability in a cold state, and to enhance the early temperature rise of a catalyst.

SOLUTION: The device is equipped with a variable valve mechanism to carry out variable control of the opening/closing timing of the intake valve, and a variable compression ratio mechanism to carry out variable control of the compression ratio ϵ . The variable valve mechanism consists of a lift/operating angle variable mechanism capable of continuously controlling to enlarge and reduce the lift/operating angle of the intake valve and a phase variable mechanism to change a lift angle Φ . At the time of high idling after starting from cold state, the compression ratio ϵ is maintained low, an expansion ratio is reduced, and the exhaust temperature is raised by delaying the ignition timing remarkably from the MBT point. Simultaneously, the operating angle of the intake valve is reduced, and the opening timing of the intake valve is delayed from the top dead center. The combustion deterioration due to the expansion ratio decrease is avoided and a large delay of ignition timing is attained by an increase of flow rate due to the development of negative pressure inside a cylinder, securing actual compression ratio or the like.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

28.03.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The adjustable compression ratio device in which change a piston top dead center location and an engine compression ratio is changed, In the jump-spark-ignition type internal combustion engine having the ignition timing control means which controls ignition timing, a means to detect an engine rotational frequency and a load, and a means to detect an engine's standby While controlling the above-mentioned engine compression ratio corresponding to the engine rotational frequency and load which were detected, and standby, at the time of an engine cold machine The control unit of the internal combustion engine characterized by carrying out the lag of the ignition timing from a MBT point, and making it lower a piston top dead center location according to the above-mentioned adjustable compression ratio device as compared with the time of warming up of the same rotational frequency and a load.

[Claim 2] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 which an inhalation-of-air valve-closing time term is set up near the bottom dead point rather than an exhaust-valve-opens stage at the time of an engine cold machine, and is characterized by a real compression ratio being higher than an expansion ratio at it.

[Claim 3] the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 characterized by controlling at the time of an engine cold machine so that the lift and actuation angle of an inlet valve serve as smallness from the time of warming up while having further controllable lift and actuation angle adjustable device and controlling continuously the lift and actuation angle of an inlet valve corresponding to an engine rotational frequency and a load.

[Claim 4] the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to **** -- further -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 which is made to do the lag of the central angle and is characterized by controlling so that an inhalation-of-air valve-opening stage is late for an inhalation top dead center.

[Claim 5] the conditions that the lift and actuation angle of an inlet valve are small -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the control unit of the internal combustion engine according to claim 4 characterized by making the lag of a central angle increase.

[Claim 6] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 5 with which the lag degree from the MBT point of ignition timing is characterized by making it reduce gradually according to increase of an engine load.

[Claim 7] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 6 characterized by having a means to detect the temperature of the above-mentioned exhaust air purification catalyst, as a means for the exhaust air purification catalyst to be prepared in an internal combustion engine's exhaust air system, and to detect engine standby.

[Claim 8] The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 6 characterized by having the sensor which detects the temperature of engine cooling water as a means to detect engine standby.

[Claim 9] The above-mentioned phase adjustable device is the control unit of the internal combustion engine according to claim 4 characterized by being constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed.

[Claim 10] The eccentric cam by which the rotation drive of the above-mentioned lift and actuation angle

adjustable device is carried out with a driving shaft, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, The control unit of the internal combustion engine according to claim 3 characterized by being constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve may carry out increase and decrease of change at coincidence by changing the rotation location of the eccentric-cam section of preparation ***** and the above-mentioned control axis.

[Claim 11] The 1st link where the above-mentioned adjustable compression ratio device was connected with the piston through the piston pin, The 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, The 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 2nd link of the above rockable, The control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 10 characterized by performing adjustable control of a compression ratio by consisting of a preparation **** link type piston-crank chain, and changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above.

[Claim 12] The control unit of the internal combustion engine according to claim 11 characterized by setting the link frame formation of the above-mentioned double link type piston-crank chain as the property that the piston maximum acceleration near a top dead center becomes below the piston maximum acceleration near a bottom dead point.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] the adjustable compression ratio device in which this invention carries out adjustable control of the engine compression ratio -- further -- the lift and actuation angle of an inlet valve, and a lift -- it is related with the warming-up promotion technique in a jump-spark-ignition type gasoline engine in more detail about the control unit of the internal combustion engine having the adjustable control means of a central angle etc.

[0002]

[Description of the Prior Art] These people have proposed various devices to which it was made to change a piston top dead center location by moving a part of the link frame formation previously, using a double link type piston-crank chain as a reciprocating type internal combustion engine's adjustable compression ratio device (for example, JP,2002-21592,A). This kind of adjustable compression ratio device changes, an internal combustion engine's mechanical compression ratio, i.e., nominal compression ratio, generally, is controlled by the high compression ratio for the improvement in thermal efficiency at the time of a partial load, and is controlled by the low compression ratio for knocking evasion at the time of a heavy load.

[0003] moreover, these people -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- continuous -- expansion and contraction -- the controllable good fluctuation valve system is proposed and the good fluctuation valve system which obtained the degree of freedom with a large lift property is further proposed combining the device made [the phase of the central angle of a lift] to **** (for example, refer to JP,2002-89303,A and JP,2002-89341,A).

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Although the exhaust air purification catalyst which consists of an oxidation reduction catalyst, an oxidation catalyst, or a reduction catalyst is prepared in an internal combustion engine's exhaust air system as everyone knows, even if it carries out with the catalyst technology from which today evolved, the present condition is that the effectiveness of a catalyst over the gas by which whenever [catalyst temperature] is discharged by the engine immediately after low engine cold machine starting is sharply restricted compared with the warming-up back. This problem is recognized by this contractor for many years, while efforts to lower the activation temperature of a catalyst are made continuously, the secondary air is introduced into the upstream of a catalyst and the device which brings the stage of activation forward chemically is performed.

[0005] However, or a base reaches early the temperature which a conversion operation of a catalyst starts too low, it is, and whenever [by lag control (when a combustion initiation stage is overdue, an exhaust-gas temperature rises) of the ignition timing under warming up aiming at this / catalyst temperature], the rise is widely performed, although there is a bad influence in the fuel consumption engine performance etc. However, there is a limitation in the rise of the exhaust-gas temperature only by the lag of ignition timing naturally.

[0006] If its attention is paid to an internal combustion engine's expansion ratio (cylinder capacity in the cylinder capacity/top dead center of an exhaust-valve-opens stage), when, making the effective work of combustion gas into max on the other hand, an expansion ratio is so good that it is high, but an expansion ratio is made low, and if the rate that the energy of combustion gas is changed into work is reduced, an exhaust-gas temperature will rise to raise an exhaust-gas temperature for catalyst early activation etc. Here, since the combustion gas in the middle of expansion can be discharged at an early stage even if it brings the open stage of an exhaust valve forward, there is effectiveness of an exhaust air temperature rise, but since a considerable heating value is taken by heat transfer of the exhaust valve circumference in order to make

combustion gas flow out of an exhaust valve in the condition that a pressure is high, in this case, an exhaust-gas temperature does not rise efficiently.

[0007] Then, this invention reduces an engine's geometric expansion ratio using an adjustable compression ratio device at the time of an engine cold machine, and performs the lag of ignition timing to coincidence, and aims at raising an exhaust-gas temperature effectively.

[0008]

[Means for Solving the Problem] The description of this invention by geometric adjustable control of an internal combustion engine of an expansion ratio further By combining adjustable control of the open stage (IVO) of an inlet valve, or a closed stage (IVC) In all service conditions until it results [from starting at the time of a cold machine] in warming up of a catalyst, such as subsequent acceleration and steady operation It is in the point which made the early temperature up of a catalyst possible by enabling steep rise of an exhaust-gas temperature, and continuous combustion amelioration control which enables coexistence of operability, and controlling the optimal combining this and large lag control of ignition timing, controlling aggravation of exhaust air by aggravation, a flame failure, etc. of fuel consumption.

[0009] The adjustable compression ratio device in which invention concerning claim 1 changes a piston top dead center location, and an engine compression ratio is changed, In the jump-spark-ignition type internal combustion engine having the ignition timing control means which controls ignition timing, a means to detect an engine rotational frequency and a load, and a means to detect an engine's standby While controlling the above-mentioned engine compression ratio corresponding to the engine rotational frequency and load which were detected, and standby, at the time of an engine cold machine It is characterized by carrying out the lag of the ignition timing from a MBT point (the minimum tooth-lead-angle location for the maximum torque), and making it lower a piston top dead center location according to the above-mentioned adjustable compression ratio device as compared with the time of warming up of the same rotational frequency and a load. In addition, the MBT point describing above is equivalent to the ignition timing which gives the best effectiveness.

[0010] By lowering a piston top dead center location using an adjustable compression ratio device, an expansion ratio until it results from a piston top dead center at an exhaust-valve-opens stage falls. Thus, if an expansion ratio falls, the effectiveness of combustion will fall and an exhaust-gas temperature will rise. Therefore, an exhaust-gas temperature rises effectively by combining with the large lag (retard) of ignition timing.

[0011] Like [it is desirable and] claim 2, at the time of an engine cold machine, an inhalation-of-air valve-closing time term is set up near the bottom dead point rather than an exhaust-valve-opens stage, and a real compression ratio is higher than an expansion ratio here. Although the temperature near a top dead center will fall when a piston top dead center location is lowered and an expansion ratio is reduced, combustion aggravation under temperature low [near a top dead center] as a result is suppliable by making an inhalation-of-air valve-closing time term into bottom dead point approach, and if possible raising a real compression ratio.

[0012] invention concerning claim 3 -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- while having further controllable lift and actuation angle adjustable device and controlling continuously the lift and actuation angle of an inlet valve corresponding to an engine rotational frequency and a load, at the time of an engine cold machine, it is characterized by controlling so that the lift and actuation angle of an inlet valve serve as smallness.

[0013] At the time of the low lift of an inlet valve, the inhalation-of-air rate of flow increases with reduction of opening area. Therefore, the combustion at the time of a cold machine is improved, and the large retard of ignition timing and an exhaust air temperature rise are possible. Since there is a nozzle efficiency (the minimum converging section) especially between an inlet valve and a sheet, effectiveness is size especially at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port.

[0014] moreover, invention concerning claim 4 -- the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to **** -- further -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the lag of the central angle is carried out and it is characterized by controlling so that an inhalation-of-air valve-opening stage is late for an inhalation top dead center.

[0015] Since inhalation of air will not be supplied in early stages even if it goes into a charging stroke if the lag of the inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) is carried out rather than an inhalation top dead center, the negative pressure in a cylinder increases quickly. Furthermore, the inhalation-of-air rate of flow since the center of a stroke was max and was the property which increases in monotone up to the center of a

top dead center noncutting stroke, when the inhalation-of-air valve-opening stage was delayed and piston speed opens serves as size. Although increase of the negative pressure in a cylinder turns into increase of a pumping loss, it will change to **** of kinetic energy, as a result the rise of an intake-air temperature here. Increase of the inhalation-of-air rate of flow is effectiveness size also at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port. Moreover, since the rate of combustion itself increases corresponding to the turbulence degree of inhalation of air, there is effectiveness which can make the equinoctial point fire stage late.

[0016] since the allowances of Hazama with a bottom dead point become large an inhalation-of-air valve-closing time term like claim 5 here on the conditions that the lift and actuation angle of an inlet valve are small -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- it is desirable to make the lag of a central angle increase.

[0017] Moreover, as for the lag degree from the MBT point of ignition timing, it is desirable like claim 6 to reduce gradually according to increase of an engine load.

[0018] In invention of claim 7, the exhaust air purification catalyst is prepared in an internal combustion engine's exhaust air system, and it has a means to detect the temperature of the above-mentioned exhaust air purification catalyst, as a means to detect engine standby.

[0019] Or you may make it have the sensor which detects the temperature of engine cooling water as a means to detect engine standby, like claim 8.

[0020] The above-mentioned phase adjustable device is constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed like claim 9.

[0021] The above-mentioned lift and actuation angle adjustable device Moreover, for example, the eccentric cam by which a rotation drive is carried out with a driving shaft like claim 10, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, What was constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve might carry out increase and decrease of change at coincidence can be used by changing the rotation location of the eccentric-cam section of preparation ***** and the above-mentioned control axis.

[0022] The above-mentioned adjustable compression ratio device For example, the 1st link connected with the piston through the piston pin like claim 11, The 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, The 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 2nd link of the above rockable, It consists of a preparation **** link type piston-crank chain, and the thing of a configuration of performing adjustable control of a compression ratio can be used by changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above. That is, with change of the supporting-point location of the 3rd link, the piston location in a piston top dead center changes, and the nominal compression ratio epsilon and an expansion ratio change.

[0023] Here, the link frame formation of the above-mentioned double link type piston-crank chain is desirably set as the property that the piston maximum acceleration near a top dead center becomes below the piston maximum acceleration near a bottom dead point, like claim 12. This means that the reciprocating motion of the piston to rotation of a crankshaft serves as a stroke property near simple-harmonic-motion movement. Thus, although it becomes advantageous in respect of the stroke property near simple-harmonic-motion movement, then noise vibration of course, the piston speed near a top dead center becomes loose about 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This is effective, when an early flame nucleus is generated under the condition that the rate of combustion like [at the time of a cold machine] is slow, and it grows up especially, and time amount allowances will be given greatly and combustion is stabilized.

[0024]

[Effect of the Invention] According to the control unit of the internal combustion engine concerning this invention, by combining the fall of an expansion ratio, and lag control of ignition timing, it becomes compatible with a large rise and the operability of an exhaust-gas temperature at the time of a cold machine, and early activation ***** of the exhaust air purification catalyst prepared in the exhaust air system can

attain improvement in the exhaust air purification engine performance. Moreover, aggravation of fuel consumption can be made into the minimum at coincidence, and aggravation of exhaust air by a flame failure etc. can be avoided fundamentally.

[0025] According to the configuration especially combined with the lift and the actuation angle adjustable device of an inlet valve, or the phase adjustable device, in addition to adjustable control of an expansion ratio, a real compression ratio is also controllable. Further The amount of lifts which influences a gas flow an inhalation-of-air valve-opening stage, an inhalation-of-air valve-closing time term, and in a cylinder can be optimized to various service conditions, and sufficient lag of the ignition timing for catalyst warming up becomes possible, avoiding the combustion aggravation by the fall of an expansion ratio.

[0026]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of desirable implementation of this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0027] Drawing 1 shows one example of the control unit of the internal combustion engine concerning this invention. This internal combustion engine has the good fluctuation valve system 101 for carrying out adjustable control of the inhalation-of-air valve timing, the compression ratio adjustable device 102 which carries out adjustable control of an internal combustion engine's nominal compression ratio epsilon, the ignition advance control unit 103 which controls ignition timing, and the exhaust air purification catalyst 104 prepared in the exhaust air system.

[0028] Drawing 2 is the configuration explanatory view showing the configuration of the above-mentioned good fluctuation valve system 101, in the phase (phase to a crankshaft) of the lift and the actuation angle adjustable device 1 in which the lift and actuation angle of an inlet valve 12 are changed, and the central angle of that lift, a tooth lead angle or the phase adjustable device 2 which carries out a lag, and ** are put together, and this good fluctuation valve system is constituted.

[0029] First, the explanatory view of drawing 3 of operation is combined, and a lift and the actuation angle adjustable device 1 are explained. In addition, with the phase adjustable device 2, although these people propose previously, since this lift and actuation angle adjustable device 1 are well-known, it explains only that outline by above-mentioned JP,2002-89303,A, above-mentioned JP,2002-89341,A, etc.

[0030] The driving shaft 13 of the shape of hollow supported free [rotation] by the cam bracket with which the cylinder head 51 upper part does not illustrate a lift and the actuation angle adjustable device 1, The eccentric cam 15 fixed to this driving shaft 13 by press fit etc., and the control axis 16 arranged in parallel with a driving shaft 13 while being supported free [rotation] with the same cam bracket as the upper part location of the above-mentioned driving shaft 13, It has the rocker arm 18 supported by the eccentric-cam section 17 of this control axis 16 free [rocking], and the rocking cam 20 which contacts the tappet 19 arranged at the upper limit section of each inlet valve 12. The above-mentioned eccentric cam 15 and the rocker arm 18 are coordinated by the link arm 25, and the rocker arm 18 and the rocking cam 20 are coordinated by the link member 26.

[0031] The above-mentioned driving shaft 13 is driven with an engine's crankshaft through a timing chain or a timing belt so that it may mention later.

[0032] While the above-mentioned eccentric cam 15 had the circular peripheral face and the core of this peripheral face has offset only the specified quantity from the axial center of a driving shaft 13, annular section 25a of the link arm 25 has fitted into this peripheral face pivotable.

[0033] The upper limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with the other end while the abbreviation center section is supported by the above-mentioned eccentric-cam section 17 and extension 25b of the above-mentioned link arm 25 has coordinated the above-mentioned rocker arm 18 with the end section. Eccentricity of the above-mentioned eccentric-cam section 17 is carried out from the axial center of a control axis 16, therefore the center of oscillation of a rocker arm 18 changes according to the angular position of a control axis 16.

[0034] The above-mentioned rocking cam 20 fits into the periphery of a driving shaft 13, and is supported free [rotation], and the lower limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with edge 20a prolonged to the side. Cam side 24b and ** which draw a predetermined curve from this base circle surface 24a to a driving shaft 13, base circle surface 24a which makes concentric radii, and the above-mentioned edge 20a, and are prolonged are continuously formed in the inferior surface of tongue of this rocking cam 20, and these base circle surface 24a and cam side 24b contact the top face of a tappet 19 according to the rocking location of the rocking cam 20.

[0035] That is, as it is the section when the amount of lifts is set to 0 as the base circle section and is shown in drawing 3 , when the rocking cam 20 rocks and cam side 24b contacts a tappet 19, the lift of the above-

mentioned base circle surface 24a will be carried out gradually. In addition, some lamp section is prepared between the base circle section and the lift section.

[0036] As shown in drawing 1 and 2, the above-mentioned control axis 16 is constituted so that it may rotate by predetermined include-angle within the limits with the lift and the actuator 31 for actuation angle control formed in the end section. The hydraulic pressure supply to this lift and actuator 31 for actuation angle control is controlled by the 1st oil pressure control section 32 based on the control signal from the engine control unit 33.

[0037] If an operation of this lift and actuation angle adjustable device 1 is explained and a driving shaft 13 will rotate, according to a cam operation of an eccentric cam 15, the link arm 25 will move up and down and a rocker arm 18 will rock in connection with this. Rocking of this rocker arm 18 is transmitted to the rocking cam 20 through the link member 26, and this rocking cam 20 rocks it. A tappet 19 is pressed by cam operation of this rocking cam 20, and an inlet valve 12 carries out a lift according to it.

[0038] Here, if the include angle of a control axis 16 changes through a lift and the actuator 31 for actuation angle control, the initial valve position of a rocker arm 18 will change, as a result the initial rocking location of the rocking cam 20 will change.

[0039] For example, supposing the eccentric-cam section 17 is located upwards like drawing 3 (A), a rocker arm 18 is located upwards as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was able to pull up upwards relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b separates from a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the period when base circle surface 24a continues contacting a tappet 19 for a long time at, and cam side 24b contacts a tappet 19 is short. Therefore, the amount of lifts becomes small as a whole, and it reduces, the include-angle range, i.e., the actuation angle, from the open stage to a closed stage.

[0040] On the contrary, supposing the eccentric-cam section 17 is located below like drawing 3 (B), a rocker arm 18 is located below as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was depressed below relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b approaches a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the part in contact with a tappet 19 shifts to cam side 24b immediately from base circle surface 24a. Therefore, the amount of lifts becomes large as a whole, and the actuation angle is also expanded.

[0041] Since the initial valve position of the above-mentioned eccentric-cam section 17 may be changed continuously, in connection with this, a valve-lift property changes continuously, as shown in drawing 4. That is, a lift and an actuation angle can be made to expand and reduce to both coincidence continuously. In addition, in this example, the open stage and closed stage of an inlet valve 12 change to the symmetry mostly with size change of a lift and an actuation angle.

[0042] next, the actuator 36 for phase control made to rotate relatively the sprocket 35 prepared in the front end section of the above-mentioned driving shaft 13, this sprocket 35, and the above-mentioned driving shaft 13 to predetermined include-angle within the limits as the phase adjustable device 2 is shown in drawing 2 -- since -- it is constituted. The above-mentioned sprocket 35 is being interlocked with the crankshaft through the timing chain or timing belt which is not illustrated. The hydraulic pressure supply to the above-mentioned actuator 36 for phase control is controlled by the 2nd oil pressure control section 37 based on the control signal from the engine control unit 33. by the oil pressure control to this actuator 36 for phase control, a sprocket 35 and a driving shaft 13 rotate relatively, and it is shown in drawing 5 -- as -- a lift -- a central angle ****. that is, the ** which the curve of a lift property itself does not change -- the whole -- a tooth lead angle -- or a lag is carried out. Moreover, this change can also be obtained continuously. Various configurations, such as what was not restricted to a hydraulic thing but used the electromagnetic actuator as a phase adjustable device 2, are possible.

[0043] In addition, the sensor which detects a lift and an actual actuation angle, or an actual phase as control of a lift, the actuation angle adjustable device 1, and the phase adjustable device 2 is formed, and it may be made to carry out closed loop control, or may only be made to carry out open loop control according to a service condition.

[0044] Drawing 6 is drawing showing the configuration of the adjustable compression ratio device 102.

[0045] The crankshaft 51 is equipped with two or more journal sections 52 and crank pin sections 53, and is supported by the main bearing of a cylinder block 50 free [rotation of the journal section 52]. Specified quantity eccentricity of the above-mentioned crank pin section 53 is carried out from the journal section 52, and the lowerlink 54 used as the 2nd link is connected here free [rotation].

[0046] While the above-mentioned lowerlink 54 is constituted by two members on either side possible [division], the above-mentioned crank pin section 53 has fitted into the communicating pore of the center of abbreviation.

[0047] A lower limit side is connected with the end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 56, and, as for the upper link 55 used as the 1st link, the upper limit side is connected with the piston 58 rotatable with the piston pin 57. The above-mentioned piston 58 receives a firing pressure, and reciprocates the inside of the cylinder 59 of a cylinder block 50. In addition, the above-mentioned inlet valve 12 and the exhaust valve which is not illustrated are arranged in the upper part of the above-mentioned cylinder 59.

[0048] An upper limit side is connected with the other end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 61, and the control link 60 used as the 3rd link is connected with the lower part of the cylinder block 50 with which a lower limit side becomes some engine bodies through a control axis 62 rotatable. In detail, while the control axis 62 is supported by the engine body pivotable, it had eccentric-cam section 62a which is carrying out eccentricity from that center of rotation, and the above-mentioned control link 60 lower-limit section has fitted into this eccentric-cam section 62a pivotable.

[0049] A rotation location is controlled by the compression ratio control actuator 63 using [the above-mentioned control axis 62] the electric motor based on the control signal from the engine control unit 33 (refer to drawing 1).

[0050] In the adjustable compression ratio device 102 using the above double link type piston-crank chains, if the above-mentioned control axis 62 rotates with the compression ratio control actuator 63, the center position of eccentric-cam section 62a and the relative position to an engine body will change especially. Thereby, the rocking support location of the lower limit of the control link 60 changes. And if the rocking support location of the above-mentioned control link 60 changes, the stroke of a piston 58 changes, and like drawing 8 , the location of the piston 58 in a piston top dead center (TDC) will become high, or will become low. This becomes possible to change an engine compression ratio. Although drawing 8 shows typically the high compression ratio condition and the low compression ratio condition, it can change a compression ratio continuously by Hazama of these.

[0051] Moreover, in the above-mentioned double link type adjustable compression ratio device 102, the piston-stroke property near simple harmonic motion as shown in drawing 7 is acquired by selecting a link dimension appropriately. Although the stroke property near this simple harmonic motion is advantageous also on the oscillating noise, the piston speed near a top dead center becomes loose just over or below 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This becomes advantageous on generation of an early flame nucleus, and growth under the conditions that the rate of combustion like [especially at the time of a cold machine] is slow, as mentioned above.

[0052] In addition, an example of the concrete link frame formation for bringing a piston action close to simple-harmonic-motion movement is as follows.

[0053] As first shown in drawing 9 (a), the center of rotation (axial center of the journal section 52) O of a crankshaft 51 is made into a zero. A x axis is taken in parallel with the direction (the thrust-anti-thrust direction) which intersects perpendicularly with a piston pin 57 and its both-way axis l. When the y-axis was taken in parallel with the both-way axis l of a piston pin 57 and the hand of cut of a crankshaft 51 is defined as the direction of a counterclockwise rotation, It is set up so that the x-coordinate of the axial center Oa of eccentric-cam section 62a from which the x-coordinate of the both-way axis (axis of the ** cylinder 59) l which passes along the axial center Oc of a piston pin 57 serves as a negative value, and serves as the center of oscillation of the control link 60 may serve as a forward value.

[0054] The distance of the axial center O of a crankshaft 51, and the axial center Oe of the crank pin section 53 like drawing 9 (b) And the axial center Oe of the L1; crank pin section 53, a lowerlink 54 and the control link 60 -- relativity -- with the axial center Of of the connection pin 61 connected pivotable For ***** the link length of the L2; control link 60 The axial center Oe of the L3; crank pin section 53, the upper link 55 and a lowerlink 54 -- relativity -- with the axial center Od of the connection pin 56 connected pivotable When the x-coordinate of the both-way axis l of the; (XC, YC) piston pin 57 is defined [***** / the distance of the L4; above-mentioned axial center Of and an axial center Od / the link length of the L5; upper link 55] for the coordinate location of the rocking axial center Oa of L6; control link 60 as x4;, It is set up so that the following ratios may be materialized.

[0055]

[Equation 1] $L1:L2:L3:L4:L5:L6:XC:YC:x4^{**}1:2.4:2.65-3.5:0.69:3.0-3.4:3.3-3.55:3.2-3.55:-2--1.35:-1--0.6$ -- in addition, although XC and YC change with the rotation locations of a control axis 62 When the rotation location of a control axis 62 is in a control range, it is set up so that the above-mentioned ratio may always

be materialized.

[0056] Such link frame formation, then a piston action resemble simple-harmonic-motion movement, and become what has a loose piston action near a top dead center.

[0057] The control characteristic of the compression ratio by the above-mentioned adjustable compression ratio device 102 is shown in drawing 10. In addition, this compression ratio is the geometric compression ratio epsilon decided only by volume change of the combustion chamber by the stroke of a piston 58. A final real compression ratio is influenced by control of an inhalation-of-air valve-closing time term in this invention combined with the good fluctuation valve system 101. That is, when an inlet valve 12 closes the middle like an inhalation-of-air line, in order that compression may begin substantially from a symmetrical crank angle location about a bottom dead point, even if the nominal compression ratio epsilon is high, when an inhalation-of-air valve-closing time term becomes earlier than a bottom dead point, a real compression ratio will fall. Moreover, the property of this illustration is the control characteristic after warming up, at the time of a cold machine, with the retard of ignition timing, fall control of an expansion ratio is performed, therefore a compression ratio epsilon becomes lower than the property of illustration.

[0058] Drawing 11 shows control of the inhalation-of-air valve timing by the good fluctuation valve system 101 under a typical service condition. In addition, the point corresponding to each is appended to drawing 10. ** - ** are the properties at the time of the cold machine which this invention makes a technical problem, and are a property after warming up for reference of only ** here. Moreover, the property at the time of cold machine starting of ** is the same as the property at the time of the idle after warming up. This engine's temperature condition is judged based on one side or the both sides of sensor 106** whenever [catalyst temperature / which was prepared in an internal combustion engine's coolant temperature sensor 105 formed in the cylinder block 50 or exhaust air purification catalyst 104], as shown in drawing 1.

[0059] while considering as a small actuation angle at the time of ** cold machine starting so that it may illustrate -- a lift -- a central angle -- the lag of phi is carried out and an inhalation-of-air valve-closing time term considers as a property slightly earlier than a bottom dead point. The fall of a real compression ratio is not produced because an inhalation-of-air valve-closing time term is near a bottom dead point. ** cold machine after starting -- yes, at the time of an idle and ** cold machine stationary transit, an inhalation-of-air valve-opening stage becomes as late as possible -- as -- with a small actuation angle -- a lift -- a central angle -- the lag of phi is carried out further. Although an inhalation-of-air valve-closing time term becomes the bottom dead point back, since it is too maintained near a bottom dead point, even if an expansion ratio falls, the fall of a real compression ratio serves as min. Moreover, since the rise of the intake-air temperature by the large next door and this also has the energy of the inhalation-of-air rate of flow when an inlet valve opens the middle like an inhalation-of-air line, even if it is reducing the expansion ratio, the compression temperature of gaseous mixture can maintain a condition high enough. In addition, although lag control of the ignition timing is carried out for catalyst warming up and it is based also on a combustion condition, the lag degree of ignition timing serves as the maximum at the time of a cold machine high idle. ** At the time of cold machine acceleration, from the need of raising an inhalation-of-air charging efficiency, an actuation angle is expanded and an inhalation-of-air valve-opening stage carries out a tooth lead angle. An inhalation-of-air valve-closing time term becomes the bottom dead point back. ** In order to avoid negative pressure generating at the time of the stationary transit after warming up, an inhalation-of-air valve-opening stage is set as a top dead center, and an inhalation-of-air valve-closing time term serves as a location which carried out the tooth lead angle more fairly than a bottom dead point. If it does in this way, a real compression ratio will fall, but since the nominal compression ratio epsilon is highly set up after warming up, the effective pumping-loss reduction effectiveness is acquired, without being accompanied by aggravation of combustion.

[0060] Drawing 12 summarizes the effect of the inhalation-of-air valve-action property and compression ratio (expansion ratio) which are given to unburnt [at the time of a cold machine / the exhaust-gas temperature or unburnt / HC]. Here, the arrow head shows the emission temperature rise effectiveness, it means that a upward arrow head contributes to an emission temperature rise, and the downward arrow head means checking an emission temperature rise. Moreover, although it has described at coincidence whether the retard limitation of ignition timing serves as the expansion direction, or it becomes the contraction direction, evaluation of the rise effectiveness of an emission temperature is premised on carrying out the retard of the ignition timing to a limitation to drawing 12 here. Hereafter, each item is explained.

[0061] (1) The lag of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) (lag from a top dead center) In this case, since inhalation of air is not supplied in early stages even if it goes into a charging stroke, the negative pressure in a cylinder increases quickly. Furthermore, the inhalation-of-air rate of flow since the

center of a stroke was max and was the property which increases in monotone up to the center of a top dead center noncutting stroke, when the inhalation-of-air valve-opening stage was delayed and piston speed opens serves as size. Although increase of the negative pressure in a cylinder turns into increase of a pumping loss, it will change to the rise of an intake-air temperature here. Increase of the inhalation-of-air rate of flow is effectiveness size also at promotion of atomization of the fuel injected by the suction port. Moreover, since the rate of combustion itself increases corresponding to the turbulence degree of inhalation of air, there is effectiveness which can make the equinoctial point fire stage late.

[0062] (2) The part and the inhalation-of-air rate of flow to which opening area decreased at the time of the low lift-ized low lift of an inlet valve increase. Since there is a nozzle efficiency (the minimum converging section) especially between an inlet valve and a sheet, especially to promotion of atomization of the fuel injected by the suction port, it is effectiveness size and unburnt [HC] reduces it.

[0063] (3) The lag of an inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) (lag from a bottom dead point) A real compression ratio falls by carrying out the lag of the inhalation-of-air valve-closing time term from a bottom dead point. This is for the gaseous mixture inhaled in the cylinder to flow backwards again in early stages of a compression stroke. Though natural, in order to be accompanied also by decline in a charging efficiency, inhalation negative pressure also falls. Since the fall of a real compression ratio leads to a fall whenever [mixed atmospheric temperature / at the time of compression], the rate of combustion becomes slow and the retard of ignition timing receives constraint.

[0064] Furthermore, in order that the fall of inhalation negative pressure may cause aggravation of evaporation of a fuel, this also serves as a fall of the rate of combustion, and appears, and unburnt [HC] increases.

[0065] (4) The tooth lead angle of an inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) (tooth lead angle from a bottom dead point)

If the tooth lead angle of the inhalation-of-air valve-closing time term is carried out rather than a bottom dead point, the fall of a real compression ratio will be caused like the lag of the above-mentioned inhalation-of-air valve-closing time term. After the inlet valve closed, in order that the gaseous mixture which was inhaled in the cylinder unlike the lag of an inhalation-of-air valve-closing time term may carry out adiabatic expansion to a bottom dead point as a phenomenon, it is because whenever [in a bottom dead point / mixed atmospheric temperature] falls. Though natural, in order to be accompanied also by decline in a charging efficiency, inhalation negative pressure also falls. Therefore, while aggravation of evaporation of a fuel is caused and unburnt [HC] increases, the rate of combustion falls and the retard of ignition timing receives constraint.

[0066] (5) Since a real compression ratio rises and inhalation negative pressure also rises contrary to the above (3) and (4) in this case when an inhalation-of-air valve-closing time term is brought close to a bottom dead point, combustion temperature rises and expand the retard limitation of ignition timing.

[0067] (6) If a compression ratio epsilon is made high when a compression ratio epsilon is raised, since the temperature near a top dead center will rise, good combustion is securable even if it carries out the retard of the ignition timing. However, since an expansion ratio increases, when a compression ratio is raised sharply, an exhaust-gas temperature falls.

[0068] (7) Since an expansion ratio will fall if a compression ratio epsilon is made low when a compression ratio epsilon is lowered, an exhaust-gas temperature rises that much sharply. However, since the temperature near a top dead center also falls, an improvement of combustion is needed. Since a retard limitation will become large in the case of the piston-stroke property near the simple harmonic motion mentioned above although ignition timing retard receives a limit if the rate of combustion becomes slow, a limit of the ignition timing retard by the fall of the rate of combustion can be offset, and the exhaust air temperature rise effectiveness by expansion ratio fall can be secured. This is effective by especially the thing combined with the above-mentioned (1), (2), and (5), and sufficiently good combustion is obtained.

[0069] (8) When a compression ratio is raised and the retard of the ignition timing is not carried out (reference)

Since combustion becomes good and an expansion ratio also increases, effectiveness becomes good. Therefore, an emission temperature falls.

[0070] (9) When a compression ratio is lowered and the retard of the ignition timing is not carried out (reference)

Although effectiveness gets worse and an emission temperature rises since combustion becomes slow and an expansion ratio also falls, the direction of the effectiveness by retard surpasses.

[0071] next, the timing diagram of drawing 13 -- the cold machine starting back -- yes, pass slow

acceleration from an idle state -- the situation of control of a transient until it results in stationary transit is shown. At the time of a cold machine, when it goes into self-sustaining after starting, a rotational frequency will be from the idle rpm after warming up in the so-called high idle state set up highly, and control which makes an emission temperature rise max is needed from here, after exhaust air purifying.

[0072] this example -- yes, an expansion ratio is fallen at the time of an idle -- it should make -- a compression ratio epsilon -- low -- setting up -- coincidence -- as the property of an inlet valve -- an actuation angle -- contraction (this is for expanding the degree of freedom of a lag) -- carrying out -- and a lift -- a central angle -- the large retard of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) is performed combining the lag of phi. Although the inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) has come behind the bottom dead point at this time, since this serves as a setup near a bottom dead point even if it is for performing the retard of an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) to the maximum and is behind a bottom dead point, the bad influence to a real compression ratio is small. Although the lag degree of the ignition timing at the time of this high idle is based on a combustion condition, it is taken as the maximum. More specifically, the ignition timing used as before [a top dead center] 20-degreeCA extent carries out the lag of after warming up to near a top dead center.

[0073] Also when acceleration is performed from a high idle, while being in a cold machine condition, a compression ratio epsilon is maintained to the minimum value. Thereby, the problem of knocking is not produced, either, while the exhaust air temperature rise effectiveness is acquired. Although the exhaust air purification catalyst 104 reaches conversion initiation temperature soon, after this, the compression ratio epsilon is raised gradually, and while canceling ignition timing retard gradually, control shifts so that an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) may also become fuel consumption best desired value.

[0074] Drawing 14 is a flow chart which shows a control flow at the time of the cold machine mentioned above and warming up. First, based on whether whenever [cooling water temperature and catalyst temperature] is beyond predetermined temperature, respectively, it distinguishes whether it is in a cold machine condition, or it is standby (step 1). If it is in a cold machine condition, it will progress to henceforth [step 2]. At step 2, each control map of a compression ratio [at the time of a cold machine] epsilon, ignition timing IT, inhalation-of-air valve-opening stage (IVO), and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) is chosen. And the actual engine service condition at that time (a rotational frequency, throttle opening) is detected at step 3, and it controls based on each map to correspond to this. That is, the adjustable compression ratio device 102 is controlled so that a compression ratio epsilon turns into the target compression ratio epsilon (steps 4 and 5), a lift, the actuation angle adjustable device 1, and the phase adjustable device 2 are controlled so that an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) and inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) serves as desired value, respectively (steps 6 and 7), and further, the ignition advance control unit 103 is controlled so that ignition timing IT serves as desired value (steps 8 and 9).

[0075] If it is standby, it will progress to henceforth [step 12] from step 1, and same control will be performed based on the control map at the time of warming up. Since steps 2-9 mentioned above, respectively are supported, steps 12-19 omit the detailed explanation.

[Translation done.]

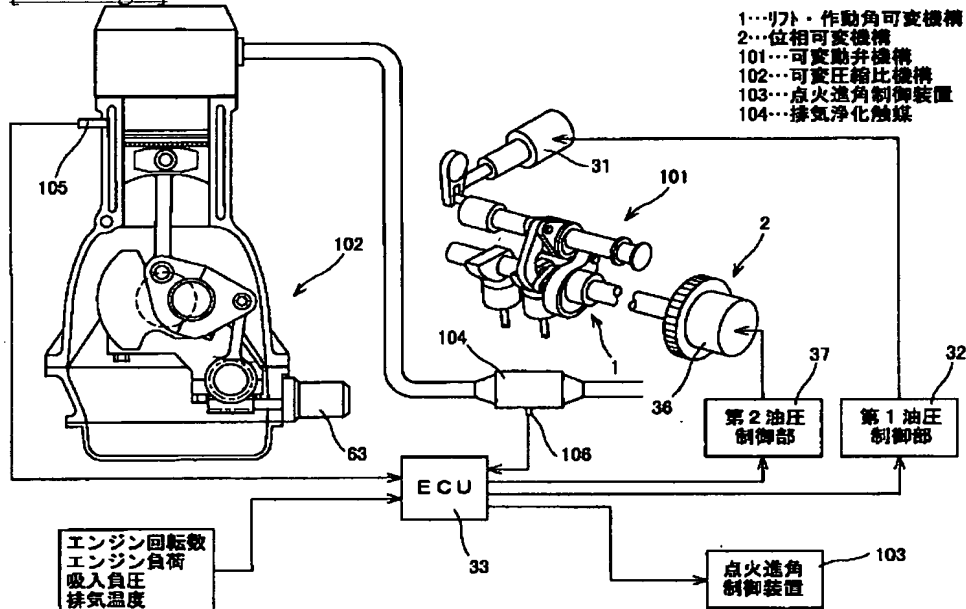
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

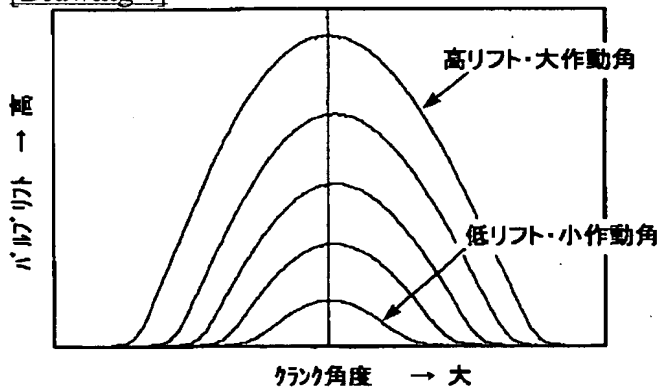
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

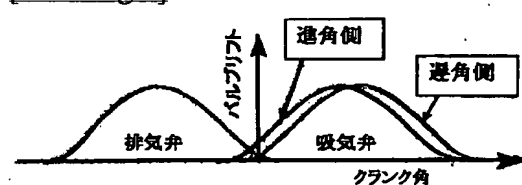
[Drawing 1]



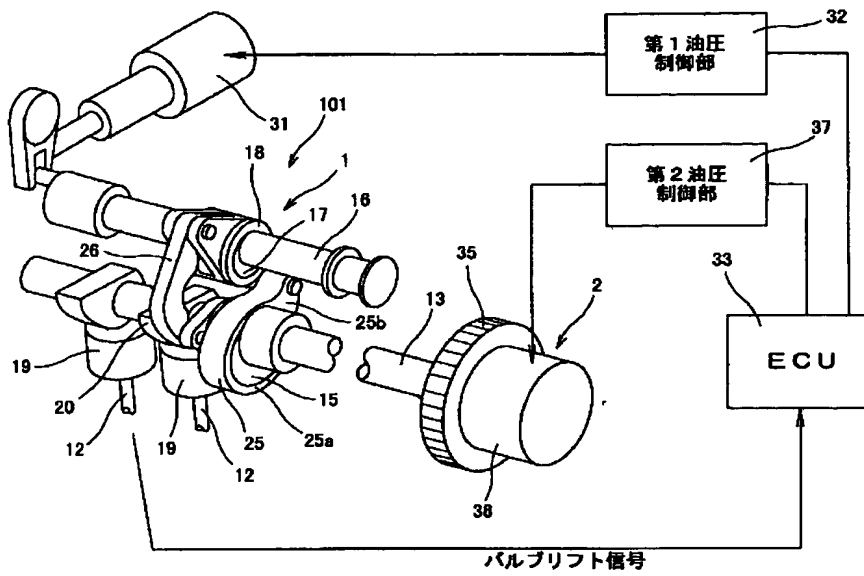
[Drawing 4]



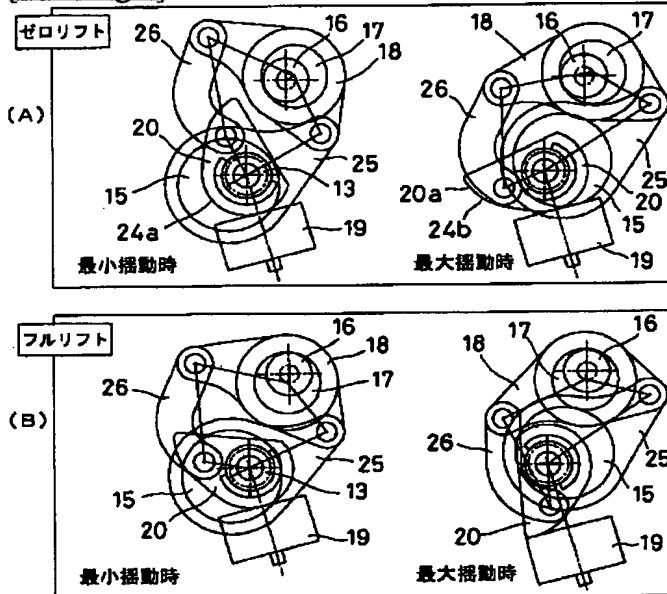
[Drawing 5]



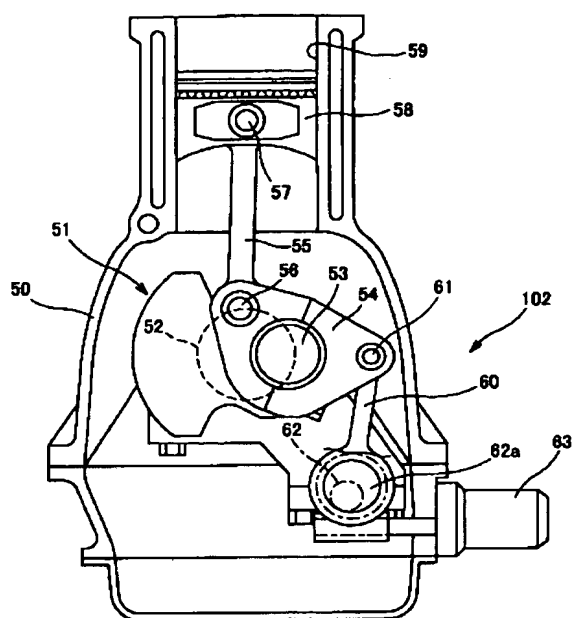
[Drawing 2]



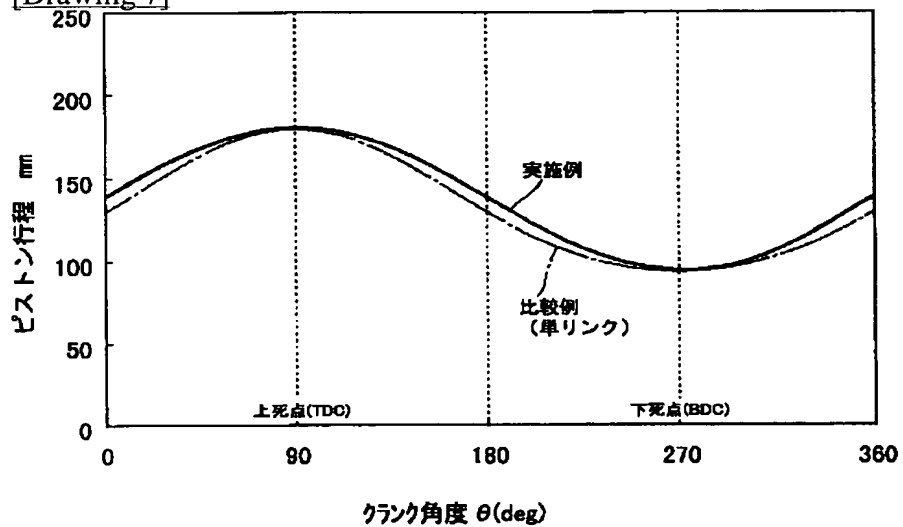
[Drawing 3]



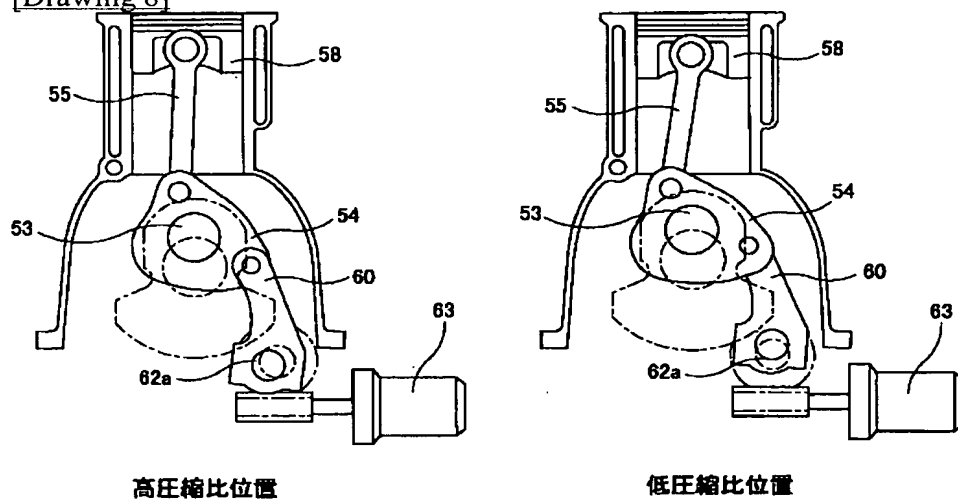
[Drawing 6]



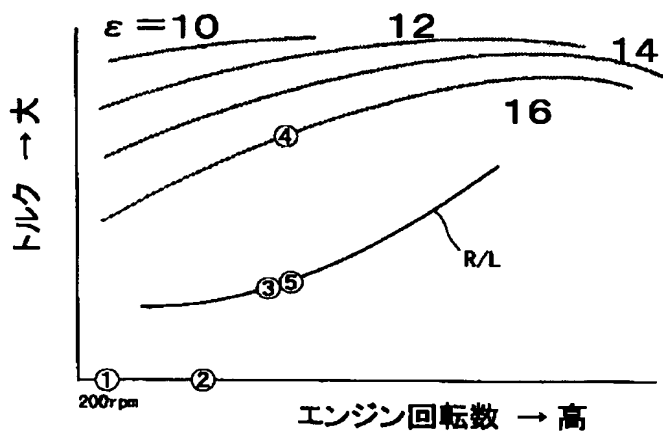
[Drawing 7]



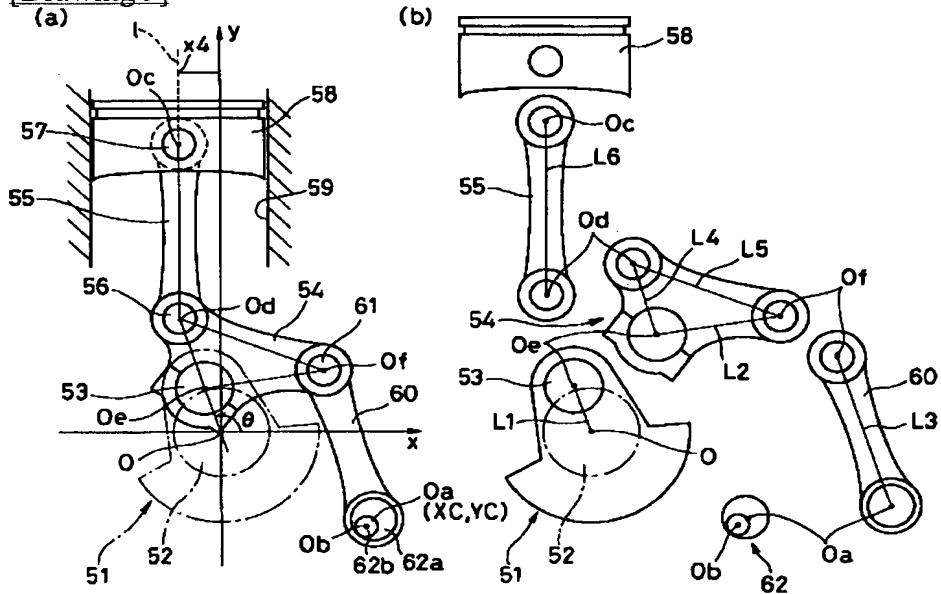
[Drawing 8]



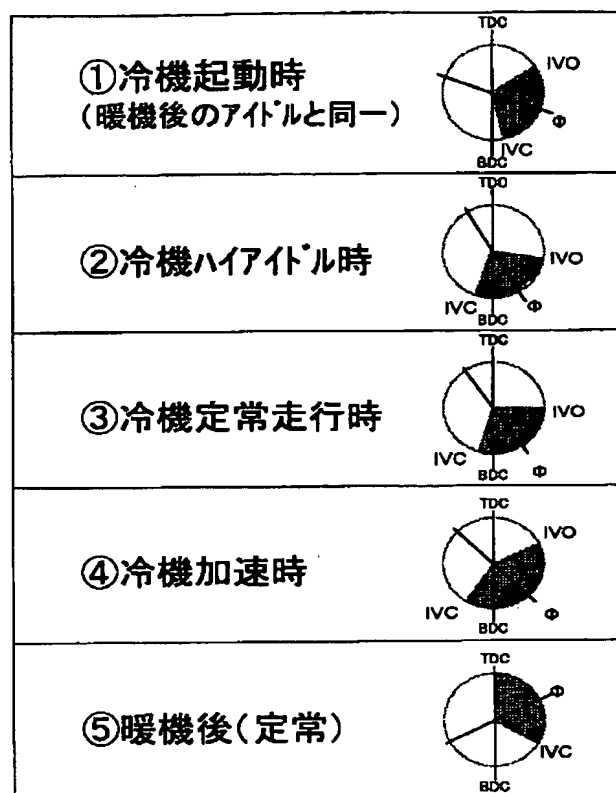
[Drawing 10]



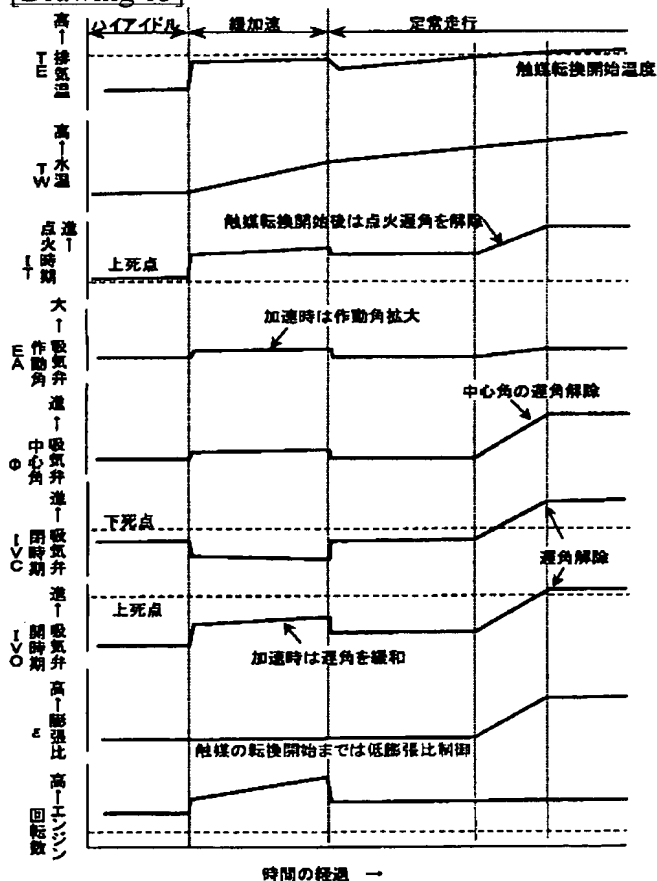
[Drawing 9]



[Drawing 11]



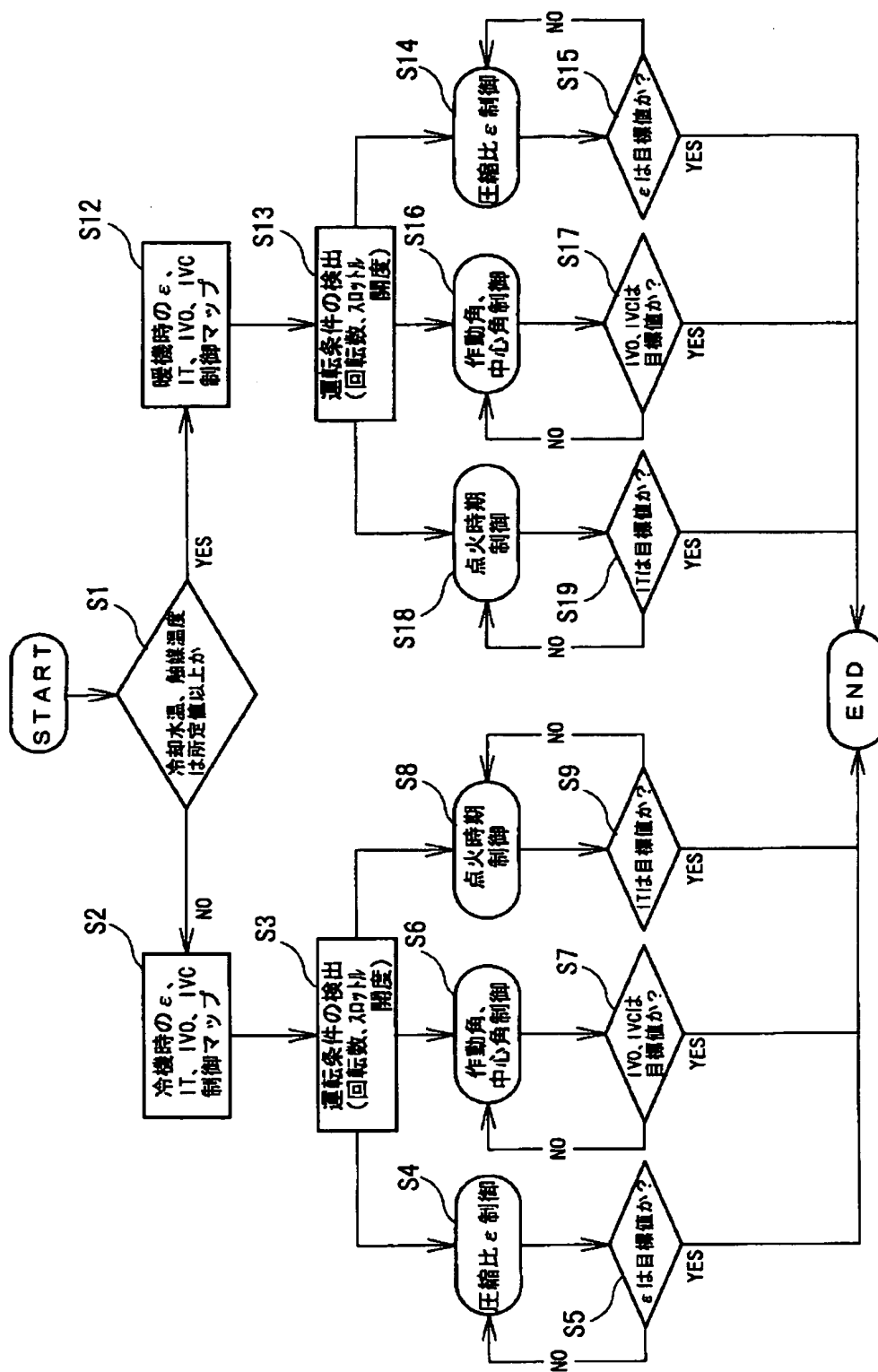
[Drawing 13]



[Drawing 12]

		項 目	リフト 限界	未燃HC	排温 変化
(1)	吸気弁制御	吸気弁開時期 IVO の遅角 ・筒内の負圧の発達 ・ピストン速度増大 → 吸気流速の増大	拡大	減少	↑
(2)		吸気弁の低リフト化 → 吸気流速の増大	拡大	減少	↑
(3)		吸気弁閉時期 IVC の遅角 (下死点から遅らせる) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量の低下 ・吸入負圧低下 (燃料気化の悪化)	縮小	増大 (S/V 比は 同一)	↓
(4)		IVC の進角 (下死点より早める) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量低下 (燃料気化の悪化)	縮小	増大 (S/V 比は 同一)	↓
(5)		IVC 一下死点 ・実圧縮比の上昇 ・吸気充填量の増大 ・吸入負圧上昇 (燃料気化改善)	拡大	減少 (S/V 比は 同一)	↑
(6)	圧縮比 (膨張比) ϵ 制御	$\epsilon \rightarrow$ 高 ・上死点温度・圧力上昇 ・冷却損失増大 ・膨張比増大	拡大	増大 (S/V 比は 増大)	↓
(7)		$\epsilon \rightarrow$ 低 ・上死点温度・圧力低下 ・冷却損失低下 ・膨張比低下	縮小	減少 (S/V 比は 減少)	↑

[Drawing 14]



[Translation done.]

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-328794

(43)Date of publication of application : 19.11.2003

(51)Int.Cl.

F02D 15/00
F01L 13/00
F02B 67/06
F02B 75/04
F02B 75/32
F02D 41/06
F02D 43/00
F02D 45/00
F02P 5/15

(21)Application number : 2002-140874

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 16.05.2002

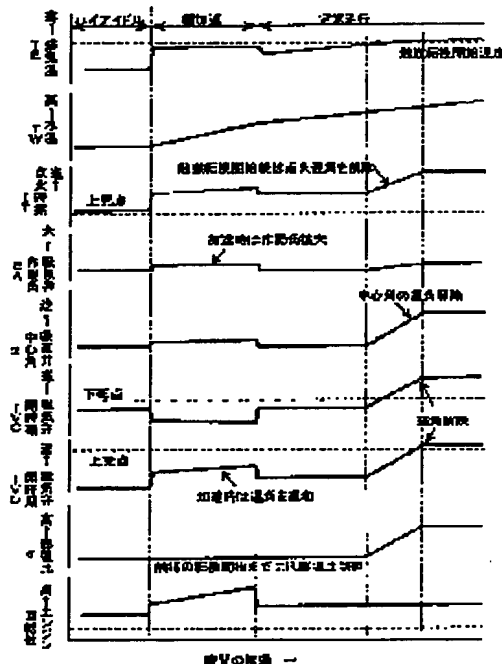
(72)Inventor : AOYAMA SHUNICHI
TAKEMURA SHINICHI
SUGIYAMA TAKANOBU
HIYOSHI RYOSUKE

(54) CONTROL DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To enable both the steep rise of the exhaust temperature and operability in a cold state, and to enhance the early temperature rise of a catalyst.

SOLUTION: The device is equipped with a variable valve mechanism to carry out variable control of the opening/closing timing of the intake valve, and a variable compression ratio mechanism to carry out variable control of the compression ratio ϵ . The variable valve mechanism consists of a lift/ operating angle variable mechanism capable of continuously controlling to enlarge and reduce the lift/operating angle of the intake valve and a phase variable mechanism to change a lift angle F . At the time of high idling after starting from cold state, the compression ratio ϵ is maintained low, an expansion ratio is reduced, and the exhaust temperature is raised by delaying the ignition timing remarkably from the MBT point. Simultaneously, the operating angle of the intake valve is reduced, and the opening timing of the intake valve is delayed from the top dead center. The combustion deterioration due to the expansion ratio decrease is avoided and a large delay of ignition timing is attained by an increase of flow rate due to the development of negative pressure inside a cylinder, securing actual compression ratio or the like.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

28.03.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

文証1

52 912

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2003-328794
(P2003-328794A)

(43)公開日 平成15年11月19日 (2003. 11. 19)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード(参考)
F 0 2 D 15/00		F 0 2 D 15/00	E 3 G 0 1 8
F 0 1 L 13/00	3 0 1	F 0 1 L 13/00	3 0 1 K 3 G 0 2 2
F 0 2 B 67/06		F 0 2 B 67/06	J 3 G 0 8 4
75/04		75/04	3 G 0 9 2
75/32		75/32	A 3 G 3 0 1

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 15 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号	特願2002-140874(P2002-140874)	(71)出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22)出願日	平成14年5月16日(2002.5.16)	(72)発明者	青山 俊一 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72)発明者	竹村 信一 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(74)代理人	100062199 弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

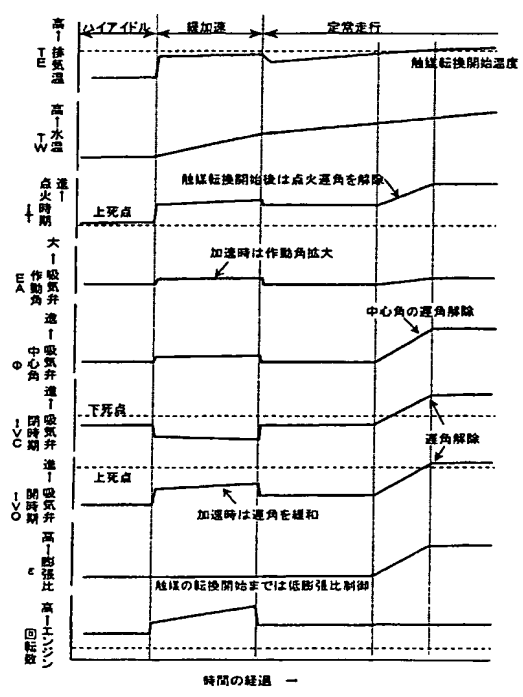
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57)【要約】

【課題】 冷機時に排気温度の大幅な上昇と運転性の両立を可能にし、触媒の早期昇温を図る。

【解決手段】 吸気弁開閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えるとともに、圧縮比 ϵ を可変制御する可変圧縮比機構を備える。可変動弁機構は、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大・縮小制御可能なリフト・作動角可変機構とリフト中心角 Φ を変化させる位相可変機構とからなる。冷機起動後のハイアイドル時には、圧縮比 ϵ を低く維持して膨張比を低下させ、かつ点火時期をMBT点よりも大幅に遅角して、排気温度を上昇させる。同時に、吸気弁の作動角を縮小し、吸気弁開時期を上死点よりも遅らせる。筒内の負圧の発達による流速の増大、実圧縮比の確保、等によって、膨張比低下による燃焼悪化が回避され、点火時期の大幅な遅角が可能となる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ピストン上死点位置を変化させて機関圧縮比を変更する可変圧縮比機構と、点火時期を制御する点火時期制御手段と、機関回転数および負荷を検出する手段と、機関の暖機状態を検出する手段と、を備えた火花点火式内燃機関において、検出された機関回転数および負荷と暖機状態とに対応して、上記機関圧縮比を制御するとともに、機関冷機時には、点火時期を MB T 点から遅角させ、かつ同一の回転数および負荷の暖機時に比較して上記可変圧縮比機構によりピストン上死点位置を 10 下げるようにしたことを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 2】 機関冷機時には、吸気弁閉時期が排気弁閉時期よりも下死点近くに設定され、実圧縮比が膨張比よりも高いことを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 3】 吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、機関回転数および負荷に対応して、吸気弁のリフト・作動角を連続的に制御するとともに、機関冷機時には、吸気弁のリフト・作動角が暖機時よりも小となるように制御することを特徴とする請求項 1 または 2 10 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 4】 吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構をさらに備え、機関冷機時には、上記吸気弁のリフト中心角を遅角させて、吸気弁閉時期が吸入上死点よりも遅れるように制御することを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 5】 吸気弁のリフト・作動角が小さい条件では、上記吸気弁のリフト中心角の遅角を増加させることを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関の制御装置。 20

【請求項 6】 点火時期の MB T 点からの遅角度合いが、機関負荷の増大に応じて漸次縮小するようにしたことを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 7】 内燃機関の排気系に排気浄化触媒が設けられており、機関暖機状態を検出する手段として、上記排気浄化触媒の温度を検知する手段を備えたことを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 8】 機関暖機状態を検出する手段として、機関冷却水の温度を検知するセンサを備えたことを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 9】 上記位相可変機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成されることを特徴とする請求項 4 に記 20

載の内燃機関の制御装置。

【請求項 10】 上記リフト・作動角可変機構は、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されていることを特徴とする請求項 3 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 11】 上記可変圧縮比機構は、ピストンにピストンピンを介して連結された第 1 リンクと、この第 1 リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第 2 リンクと、上記第 2 リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第 3 リンクと、を備えた複リンク式ピストンクランク機構からなり、上記第 3 リンクの機関本体に対する支点位置を変化させることで圧縮比の可変制御を行うことを特徴とする請求項 1 ～ 10 のいずれかに記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 12】 上死点付近でのピストン最大加速度が下死点付近でのピストン最大加速度以下となる特性に上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されていることを特徴とする請求項 11 に記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、機関圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構、さらには吸気弁のリフト・作動角およびリフト中心角の可変制御手段などを備えた内燃機関の制御装置に関し、さらに詳しくは、火花点火式ガソリン機関における暖機促進技術に関する。

【0002】

【従来の技術】 本出願人は、先に、レシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、複リンク式ピストンクランク機構を用い、そのリンク構成の一部を動かすことによりピストン上死点位置を変化させるようにした機構を種々提案している（例えば特開 2002-21592 号公報）。この種の可変圧縮比機構は、内燃機関の機械的な圧縮比つまり公称圧縮比を変化させるものであり、一般に、部分負荷時には、熱効率向上のために高圧縮比に制御され、高負荷時には、ノッキング回避のために低圧縮比に制御される。

【0003】 また本出願人は、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大、縮小制御可能な可変動弁機構を提案し

ており、さらに、リフトの中心角の位相を遅進させる機構と組み合わせ、リフト特性の大幅な自由度を得るようにした可変動弁機構を提案している（例えば特開 2002-89303 号公報、特開 2002-89341 号公報参照）。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】周知のように内燃機関の排気系には、酸化還元触媒あるいは酸化触媒もしくは還元触媒からなる排気浄化触媒が設けられているが、今日の進化した触媒技術をもってしても、触媒温度が低い機関冷機始動直後においては、機関から排出されるガスに対する触媒の効果は、暖機後に比べて大幅に制限されるのが現状である。この問題は当業者には古くから認識されており、触媒の活性化温度を下げる努力が継続的になされているとともに、二次空気を触媒の上流に導入して、化学的に活性化の時期を早める工夫なども行われている。

【0005】しかしながら、基本はやはり触媒の転換作用が開始する温度に如何に早く到達するかであり、これを目的とした暖機中の点火時期の遅角制御（燃焼開始時期が遅れることによって排気温度が上昇する）による触媒温度上昇は、燃費性能等に悪影響があるにも拘わらず、広く行われている。しかし、点火時期の遅角のみによる排気温度の上昇には自ずから限界がある。

【0006】一方、内燃機関の膨張比（排気弁開時期のシリンダ容積／上死点でのシリンダ容積）に着目すると、燃焼ガスの有効仕事を最大とする場合には、膨張比は高いほど良いが、触媒早期活性化などのために排気温度を高めたい場合には、膨張比を低くし、燃焼ガスのエネルギーが仕事に変換される割合を低下させれば、排気温度が上昇する。ここで、排気弁の開時期を早めても膨張途中の燃焼ガスを早期に排出することができるため、排気温度上昇の効果はあるが、この場合、圧力の高い状態で排気弁から燃焼ガスを流出させるため、排気弁周辺の熱伝達によって相当の熱量が奪われることもあり、排気温度は効率良く上昇しない。

【0007】そこで、本発明は、機関冷機時に可変圧縮比機構を利用して機関の幾何学的な膨張比を低下させ、かつ同時に点火時期の遅角を行って、排気温度を効果的に上昇させることを目的としている。

【0008】

【課題を解決するための手段】本発明の特徴は、内燃機関の幾何学的な膨張比の可変制御により、さらには、吸気弁の開時期（IVO）や閉時期（IVC）の可変制御を組み合わせることにより、冷機時の始動からその後の加速、定常運転など、触媒の暖機に至るまでのあらゆる運転条件において、排気温度の大幅な上昇と運転性の両立を可能にできるような連続的な燃焼改良制御を可能とし、これと点火時期の大幅な遅角制御とを組み合わせ、最適に制御することにより、燃費の悪化や失火等による

排気の悪化を抑制しつつ触媒の早期昇温を可能とした点にある。

【0009】請求項 1 に係る発明は、ピストン上死点位置を変化させて機関圧縮比を変更する可変圧縮比機構と、点火時期を制御する点火時期制御手段と、機関回転数および負荷を検出する手段と、機関の暖機状態を検出する手段と、を備えた火花点火式内燃機関において、検出された機関回転数および負荷と暖機状態とに対応して、上記機関圧縮比を制御するとともに、機関冷機時には、点火時期を MBT 点（最大トルクのための最小進角位置）から遅角させ、かつ同一の回転数および負荷の暖機時に比較して上記可変圧縮比機構によりピストン上死点位置を下げるようにしたことを特徴としている。なお、上記 MBT 点は、最良効率を与える点火時期に相当する。

【0010】可変圧縮比機構を用いてピストン上死点位置を下げることにより、ピストン上死点から排気弁開時期に至るまでの膨張比が低下する。このように膨張比が低下すると、燃焼の効率が低下し、排気温度が上昇する。従って、点火時期の大幅な遅角（リタード）と組み合わせることにより、排気温度が効果的に上昇する。

【0011】ここで望ましくは、請求項 2 のように、機関冷機時には、吸気弁開時期が排気弁開時期よりも下死点近くに設定され、実圧縮比が膨張比よりも高い。ピストン上死点位置を下げ膨張比を低下させると、上死点付近での温度が低下することになるが、吸気弁開時期を下死点寄りとし、実圧縮比をなるべく高めることにより、上死点付近での温度低下については燃焼悪化を補うことができる。

【0012】請求項 3 に係る発明は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構をさらに備え、機関回転数および負荷に対応して、吸気弁のリフト・作動角を連続的に制御するとともに、機関冷機時には、吸気弁のリフト・作動角が小となるように制御することを特徴としている。

【0013】吸気弁の低リフト時には、開口面積の減少に伴い、吸気流速は増大する。そのため、冷機時の燃焼が改善され、点火時期の大幅なリタード、排気温度上昇が可能である。特に吸気弁とシート間にはノズル効果（最小絞部）があるため、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進に特に効果が大きい。

【0014】また請求項 4 に係る発明は、吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構をさらに備え、機関冷機時には、上記吸気弁のリフト中心角を遅角させて、吸気弁開時期が吸入上死点よりも遅れるように制御することを特徴としている。

【0015】吸気弁開時期（IVO）を吸入上死点よりも遅角すると、吸入行程に入っても初期には吸気が供給されないため、筒内の負圧は急速に増大する。さらにピストン速度は行程中央が最大であり、上死点から行程中

央までは単調に増大する特性であるから、吸気弁開時期を遅らせると、開弁した時の吸気流速は大となる。筒内の負圧の増大はポンプ損失の増大となるが、ここではそれが運動エネルギーの増加ひいては吸気温度の上昇に変わることになるわけである。吸気流速の増大は、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進にも効果大である。また、燃焼速度そのものも、吸気の乱れ度合いに対応して増大するため、その分点火時期を遅くできる効果がある。

【0016】ここで、請求項5のように、吸気弁のリフト・作動角が小さい条件では、吸気弁開時期と下死点との間の余裕が大きくなるので、上記吸気弁のリフト中心角の遅角を増加させることが望ましい。

【0017】また、請求項6のように、点火時期のMBT点からの遅角度合いは、機関負荷の増大に応じて漸次縮小することが望ましい。

【0018】請求項7の発明では、内燃機関の排気系に排気浄化触媒が設けられており、機関暖機状態を検出する手段として、上記排気浄化触媒の温度を検知する手段を備えている。

【0019】あるいは、請求項8のように、機関暖機状態を検出する手段として、機関冷却水の温度を検知するセンサを備えるようにしてもよい。

【0020】上記位相可変機構は、例えば請求項9のように、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成される。

【0021】また上記リフト・作動角可変機構は、例えば請求項10のように、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されたものを用いることができる。

【0022】上記可変圧縮比機構は、例えば請求項11のように、ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を備えた複リンク式ピストンクランク機構からなり、上記第3リンクの機関本体に対する支点

位置を変化させることで圧縮比の可変制御を行う構成のものを用いることができる。すなわち、第3リンクの支点位置の変化に伴って、ピストン上死点でのピストン位置が変化し、公称圧縮比 ϵ ならびに膨張比が変化する。

【0023】ここで、望ましくは、請求項12のように、上死点付近でのピストン最大加速度が下死点付近でのピストン最大加速度以下となる特性に上記複リンク式ピストンクランク機構のリンク構成が設定されている。これは、クランクシャフトの回転に対するピストンの往復運動が、単振動運動に近いストローク特性となることを意味する。このように単振動運動に近いストローク特性とすれば、騒音振動の面で有利となるのは勿論であるが、特に、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて、20%程度緩やかとなる。これは、特に、冷機時のような燃焼速度が遅い条件下において、初期の火炎核が生成され、かつ成長していく上で、時間余裕が大きく与えられることになり、燃焼を安定させる上で効果がある。

【0024】

【発明の効果】この発明に係る内燃機関の制御装置によれば、膨張比の低下と点火時期の遅角制御とを組み合わせることにより、冷機時に、排気温度の大幅な上昇と運転性との両立が可能となり、排気系に設けられた排気浄化触媒の早期活性化ひいては排気浄化性能の向上を達成できる。また同時に、燃費の悪化を最小限とし、かつ失火等による排気の悪化を基本的に回避することができる。

【0025】特に、吸気弁のリフト・作動角可変機構や位相可変機構と組み合わせた構成によれば、膨張比の可変制御に加えて、実圧縮比をも制御することができ、さらには、吸気弁開時期や吸気弁閉時期、筒内のガス流動に影響するリフト量、等を種々の運転条件に対し最適化することができ、膨張比の低下による燃焼悪化を回避しつつ触媒暖機のための点火時期の十分な遅角が可能となる。

【0026】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0027】図1は、この発明に係る内燃機関の制御装置の一実施例を示している。この内燃機関は、吸気弁開閉時期を可変制御するための可変動弁機構101と、内燃機関の公称圧縮比 ϵ を可変制御する圧縮比可変機構102と、点火時期を制御する点火進角制御装置103と、排気系に設けられた排気浄化触媒104と、を備えている。

【0028】図2は、上記可変動弁機構101の構成を示す構成説明図であり、この可変動弁機構は、吸気弁12のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構1と、そのリフトの中心角の位相（クランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構

10

20

30

40

50

2と、が組み合わされて構成されている。

【0029】まず、図3の動作説明図を併せて、リフト・作動角可変機構1を説明する。なお、このリフト・作動角可変機構1は、本出願人が先に提案したものであるが、位相可変機構2とともに上記の特開2002-89303号公報や特開2002-89341号公報等によって公知となっているので、その概要のみを説明する。

【0030】リフト・作動角可変機構1は、シリンダヘッド51上部の図示せぬカムブラケットに回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、この駆動軸13に、圧入等により固定された偏心カム15と、上記駆動軸13の上方位置に同じカムブラケットによって回転自在に支持されるとともに駆動軸13と平行に配置された制御軸16と、この制御軸16の偏心カム部17に揺動自在に支持されたロッカアーム18と、各吸気弁12の上端部に配置されたタペット19に当接する揺動カム20と、を備えている。上記偏心カム15とロッカアーム18とはリンクアーム25によって連係されており、ロッカアーム18と揺動カム20とは、リンク部材26によって連係されている。

【0031】上記駆動軸13は、後述するように、タイミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【0032】上記偏心カム15は、円形外周面を有し、該外周面の中心が駆動軸13の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム25の環状部25aが回転可能に嵌合している。

【0033】上記ロッカアーム18は、略中央部が上記偏心カム部17によって支持されており、その一端部に、上記リンクアーム25の延長部25bが連係しているとともに、他端部に、上記リンク部材26の上端部が連係している。上記偏心カム部17は、制御軸16の軸心から偏心しており、従って、制御軸16の角度位置に応じてロッカアーム18の揺動中心は変化する。

【0034】上記揺動カム20は、駆動軸13の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びた端部20aに、上記リンク部材26の下端部が連係している。この揺動カム20の下面には、駆動軸13と同心状の円弧をなす基円面24aと、該基円面24aから上記端部20aへと所定の曲線を描いて延びるカム面24bと、が連続して形成されており、これらの基円面24aならびにカム面24bが、揺動カム20の揺動位置に応じてタペット19の上面に当接するようになっている。

【0035】すなわち、上記基円面24aはベースサークル区間として、リフト量が0となる区間であり、図3に示すように、揺動カム20が揺動してカム面24bがタペット19に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

【0036】上記制御軸16は、図1、2に示すよう

に、一端部に設けられたリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31によって所定角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第1油圧制御部32によって制御されている。

【0037】このリフト・作動角可変機構1の作用を説明すると、駆動軸13が回転すると、偏心カム15のカム作用によってリンクアーム25が上下動し、これに伴ってロッカアーム18が揺動する。このロッカアーム18の揺動は、リンク部材26を介して揺動カム20へ伝達され、該揺動カム20が揺動する。この揺動カム20のカム作用によって、タペット19が押圧され、吸気弁12がリフトする。

【0038】ここで、リフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31を介して制御軸16の角度が変化すると、ロッカアーム18の初期位置が変化し、ひいては揺動カム20の初期揺動位置が変化する。

【0039】例えば偏心カム部17が図3(A)のように上方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として上方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19から離れる方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、基円面24aが長くタペット19に接触し続け、カム面24bがタペット19に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

【0040】逆に、偏心カム部17が図3(B)のように下方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として下方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19に近づく方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、タペット19と接触する部位が基円面24aからカム面24bへと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0041】上記の偏心カム部17の初期位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、図4に示すように、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。なお、この実施例では、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁12の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

【0042】次に、位相可変機構2は、図2に示すように、上記駆動軸13の前端部に設けられたスプロケット35と、このスプロケット35と上記駆動軸13とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御

10

20

30

40

50

用油圧アクチュエータ 36 と、から構成されている。上記スプロケット 35 は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。上記位相制御用油圧アクチュエータ 36 への油圧供給は、エンジンコントロールユニット 33 からの制御信号に基づき、第 2 油圧制御部 37 によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ 36 への油圧制御によって、スプロケット 35 と駆動軸 13 とが相対的に回転し、図 5 に示すように、リフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が遅角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。位相可変機構 2 としては、油圧式のものに限られず、電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

【0043】なお、リフト・作動角可変機構 1 ならびに位相可変機構 2 の制御としては、実際のリフト・作動角あるいは位相を検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【0044】図 6 は、可変圧縮比機構 102 の構成を示す図である。

【0045】クランクシャフト 51 は、複数のジャーナル部 52 とクランクピン部 53 とを備えており、シリンダブロック 50 の主軸受に、ジャーナル部 52 が回転自在に支持されている。上記クランクピン部 53 は、ジャーナル部 52 から所定量偏心しており、ここに第 2 リンクとなるロアリンク 54 が回転自在に連結されている。

【0046】上記ロアリンク 54 は、左右の 2 部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔に上記クランクピン部 53 が嵌合している。

【0047】第 1 リンクとなるアッパリンク 55 は、下端側が連結ピン 56 によりロアリンク 54 の一端に回動可能に連結され、上端側がピストンピン 57 によりピストン 58 に回動可能に連結されている。上記ピストン 58 は、燃焼圧力を受け、シリンダブロック 50 のシリンダ 59 内を往復動する。なお、上記シリンダ 59 の上部に、上記吸気弁 12 および図示せぬ排気弁が配置されている。

【0048】第 3 リンクとなるコントロールリンク 60 は、上端側が連結ピン 61 によりロアリンク 54 の他端に回動可能に連結され、下端側が制御軸 62 を介して機関本体の一部となるシリンダブロック 50 の下部に回動可能に連結されている。詳しくは、制御軸 62 は、回動可能に機関本体に支持されているとともに、その回転中心から偏心している偏心カム部 62a を有し、この偏心カム部 62a に上記コントロールリンク 60 下端部が回動可能に嵌合している。

【0049】上記制御軸 62 は、エンジンコントロールユニット 33 (図 1 参照) からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ 63 によ

て回動位置が制御される。

【0050】上記のような複リンク式ピストンクランク機構を用いた可変圧縮比機構 102 においては、上記制御軸 62 が圧縮比制御アクチュエータ 63 によって回動されると、偏心カム部 62a の中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク 60 の下端の揺動支持位置が変化する。そして、上記コントロールリンク 60 の揺動支持位置が変化すると、ピストン 58 の行程が変化し、図 8 のように、ピストン上死点 (TDC) におけるピストン 58 の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機関圧縮比を変えることが可能となる。図 8 は、高圧縮比状態と低圧縮比状態とを代表的に示しているが、これらの間で圧縮比を連続的に変化させることができる。

【0051】また、上記の複リンク式可変圧縮比機構 102 においては、リンクディメンジョンを適切に選定することにより、図 7 に示すような単振動に近いピストンストローク特性が得られる。この単振動に近いストローク特性は振動騒音の上でも有利ではあるが、特に、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて、20%前後緩やかとなる。これは、前述したように、特に冷機時のような燃焼速度が遅い条件下で、初期の火炎核の生成、成長の上で有利となる。

【0052】なお、ピストン運動を単振動運動に近づけるための具体的なリンク構成の一例は下記の通りである。

【0053】まず図 9 (a) に示すように、クランクシャフト 51 の回転中心 (ジャーナル部 52 の軸心) O を原点とし、ピストンピン 57 及びその往復軸線 1 と直交する方向 (スラストー反スラスト方向) と平行に x 軸をとり、ピストンピン 57 の往復軸線 1 と平行に y 軸をとり、かつ、クランクシャフト 51 の回転方向を反時計回り方向と定義した場合、ピストンピン 57 の軸心 O_c を通る往復軸線 (≒シリンダ 59 の軸線) 1 の x 座標が負の値となり、コントロールリンク 60 の揺動中心となる偏心カム部 62a の軸心 O_a の x 座標が正の値となるように設定されている。

【0054】そして、図 9 (b) のように、クランクシャフト 51 の軸心 O とクランクピン部 53 の軸心 O_e との距離を L₁ ; クランクピン部 53 の軸心 O_e と、ロアリンク 54 とコントロールリンク 60 とを相対回動可能に連結する連結ピン 61 の軸心 O_f と、の距離を L₂ ; コントロールリンク 60 のリンク長を L₃ ; クランクピン部 53 の軸心 O_e と、アッパリンク 55 とロアリンク 54 とを相対回動可能に連結する連結ピン 56 の軸心 O_d と、の距離を L₄ ; 上記軸心 O_f と軸心 O_d との距離を L₅ ; アッパリンク 55 のリンク長を L₆ ; コントロールリンク 60 の揺動軸心 O_a の座標位置を (X_C, Y_C) ; ピストンピン 57 の往復軸線 1 の x 座標を x₄ ;

と定義した場合、以下の比が成立するように設定されている。

【0055】

【数1】 $L1 : L2 : L3 : L4 : L5 : L6 : XC : YC : x4 \div 1 : 2.4 : 2.65 \sim 3.5 : 0.69 : 3.0 \sim 3.4 : 3.3 \sim 3.55 : 3.2 \sim 3.55 : -2 \sim -1.35 : -1 \sim -0.6$

なお、XC、YCは制御軸62の回転位置によって変化するが、制御軸62の回転位置が制御範囲内にあるときは、常に上記の比が成立するように設定されている。

【0056】このようなリンク構成とすれば、ピストン運動が単振動運動に近似し、上死点付近のピストン運動が緩やかなものとなる。

【0057】上記可変圧縮比機構102による圧縮比の制御特性を図10に示す。なお、この圧縮比は、ピストン58のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比 ϵ である。可変動弁機構101と組み合わせた本発明では、最終的な実圧縮比は、吸気弁閉時期の制御によって左右される。つまり、吸気行程の半ばに吸気弁12が閉じた場合、下死点に関して対称なクランク角位置から圧縮が実質的に開始することになるため、公称圧縮比 ϵ が高くても、吸気弁閉時期が下死点よりも早くなると実圧縮比は低下することになる。また、この図示の特性は、暖機後の制御特性であり、冷機時には、点火時期のリタードとともに、膨張比の低下制御が実行され、従って、圧縮比 ϵ は図示の特性よりも低くなる。

【0058】図11は、代表的な運転条件下での可変動弁機構101による吸気弁閉時期の制御を示す。なお、それぞれに対応する点を図10に付記してある。ここで①～④は、本発明が課題とする冷機時の特性であり、⑤のみが参考のための暖機後の特性である。また①の冷機起動時の特性は、暖機後のアイドル時の特性と同一である。この機関の温度状態は、図1に示すように、内燃機関の例えばシリンドラブロック50に設けた水温センサ105、あるいは排気浄化触媒104に設けた触媒温度センサ106、の一方もしくは双方に基づいて判断される。

【0059】図示するように、①冷機起動時には、小作動角とするとともにリフト中心角 Φ を遅角し、吸気弁閉時期が下死点より僅かに早い特性とする。吸気弁閉時期が下死点付近にあることで、実圧縮比の低下は生じない。起動後の②冷機ハイアイドル時や③冷機定常走行時には、吸気弁閉時期がなるべく遅くなるように、小作動角のままリフト中心角 Φ をさらに遅角させる。吸気弁閉時期は、下死点後となるが、やはり下死点付近に維持されるので、膨張比が低下しても、実圧縮比の低下は最小となる。また吸気行程の半ばで吸気弁が開くことにより、吸気流速のエネルギーが大となり、これによる吸気温度の上昇もあるので、膨張比を低下させていても、混合

気の圧縮温度は十分に高い状態を維持できる。なお、点火時期は、触媒暖機のために遅角制御され、燃焼状態にもよるが、冷機ハイアイドル時において、点火時期の遅角度合いは、最大限となる。④冷機加速時には、吸気充填効率を高める必要から、作動角が拡大し、吸気弁閉時期が進角する。吸気弁閉時期は下死点後となる。⑤暖機後の定常走行時は、負圧発生を避けるために吸気弁閉時期は上死点に設定され、かつ吸気弁閉時期は下死点よりも相当に進角した位置となる。このようにすると、実圧縮比は低下するが、暖機後は公称圧縮比 ϵ が高く設定されるので、燃焼の悪化を伴わずに、有効なポンプ損失低減効果が得られる。

【0060】図12は、冷機時の排気温度や未燃HCに与える吸気弁作動特性ならびに圧縮比（膨張比）の影響をまとめたものである。ここでは、排温上昇効果を矢印で示しており、上向きの矢印が排温上昇に寄与することを表し、下向きの矢印は、排温上昇を阻害することを意味している。また、図12には、点火時期のリタード限界が拡大方向となるか縮小方向となるかを同時に記してあるが、ここでは、排温の上昇効果の評価は、点火時期を限界までリタードすることを前提としている。以下、各項目を説明する。

【0061】（1）吸気弁閉時期（IVO）の遅角（上死点からの遅角）

この場合、吸入行程に入っても初期には吸気が供給されないため、筒内の負圧は急速に増大する。さらにピストン速度は行程中央が最大であり、上死点から行程中央までは単調に増大する特性であるから、吸気弁閉時期を遅らせると、開弁したときの吸気流速は大となる。筒内の負圧の増大はポンプ損失の増大となるが、ここではそれが吸気温度の上昇に変わることになる。吸気流速の増大は、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進にも効果大である。また、燃焼速度そのものも、吸気の乱れ度合いに対応して増大するため、その分点火時期を遅くできる効果がある。

【0062】（2）吸気弁の低リフト化

低リフト時は開口面積が減少した分、吸気流速は増大する。特に吸気弁とシート間はノズル効果（最小絞り部）があるため、吸気ポートに噴射された燃料の霧化の促進に特に効果大であり、未燃HCが低減する。

【0063】（3）吸気弁閉時期（IVC）の遅角（下死点からの遅角）

吸気弁閉時期を下死点より遅角させることにより、実圧縮比が低下する。これは筒内に吸入された混合気が、圧縮行程初期に再び逆流するためである。当然ながら、充填効率の低下も伴うため、吸入負圧も低下する。実圧縮比の低下は圧縮時の混合気温度低下につながるため、燃焼速度が遅くなり、点火時期のリタードは制約を受ける。

【0064】さらに吸入負圧の低下は燃料の気化の悪化

を招くため、これも燃焼速度の低下となって現われ、未燃HCは増加する。

【0065】(4) 吸気弁閉時期(IVC)の進角(下死点からの進角)

吸気弁閉時期を下死点よりも進角させると、前述の吸気弁閉時期の遅角と同様に、実圧縮比の低下を招く。現象としては、吸気弁閉時期の遅角とは異なり、筒内に吸入された混合気が、吸気弁が閉じた以後、下死点まで断熱膨張するため、下死点での混合気温度が低下することによる。当然ながら、充填効率の低下も伴うため、吸入負圧も低下する。従って燃料の気化の悪化を招き、未燃HCが増加するとともに、燃焼速度が低下し、点火時期のリタードは制約を受ける。

【0066】(5) 吸気弁閉時期を下死点に近づけた場合

この場合は上記(3)、(4)とは逆に、実圧縮比は上昇し、吸入負圧も上昇するため、燃焼温度は上昇し、点火時期のリタード限界は拡大する。

【0067】(6) 圧縮比 ϵ を高めた場合

圧縮比 ϵ を高くすると、上死点付近の温度が上昇するため、点火時期をリタードしても良好な燃焼が確保できる。但し、膨張比が増大するため、大幅に圧縮比を高めた場合は、排気温度は低下する。

【0068】(7) 圧縮比 ϵ を下げた場合

圧縮比 ϵ を低くすると膨張比が低下するため、排気温度はその分大幅に上昇する。但し、上死点付近での温度も低下するため、燃焼の改善が必要となる。燃焼速度が遅くなると、点火時期リタードは制限を受けるが、前述した単振動に近いピストンストローク特性の場合、リタード限界が大きくなるので、燃焼速度の低下による点火時期リタードの制限を相殺でき、膨張比低下による排気温度上昇効果を確保できる。これは、前述の(1)、(2)および(5)と組み合わせることで特に効果があり、十分良好な燃焼が得られる。

【0069】(8) 圧縮比を高めて、点火時期をリタードしない場合(参考)

燃焼が良くなり、膨張比も増大するので、効率が良くなる。従って、排温は低下する。

【0070】(9) 圧縮比を下げて、点火時期をリタードしない場合(参考)

燃焼が遅くなり、膨張比も低下するので、効率が悪化し、排温は上昇するが、リタードによる効果の方が優っている。

【0071】次に、図13のタイムチャートは、冷機起動後のハイアイドル状態から緩加速を経て定常走行に至るまでの過渡時の制御の状況を示している。冷機時には、起動後に自立運転に入ると、暖機後のアイドル回転数よりも回転数が高く設定された所謂ハイアイドル状態となり、ここからは、排温上昇を最大とするような制御が排気浄化の上で必要となる。

【0072】この例では、ハイアイドル時に、膨張比を低下させるべく圧縮比 ϵ を低く設定し、同時に、吸気弁の特性としては、作動角を縮小(これは遅角の自由度を拡大するためである)し、かつリフト中心角 Φ の遅角と組み合わせて、吸気弁閉時期(IVC)の大幅なリタードを行う。このとき吸気弁閉時期(IVC)は下死点後になっているが、これは吸気弁閉時期(IVC)のリタードを最大限に行うためであり、下死点後であっても下死点に近い設定となっているため、実圧縮比への悪影響は小さい。このハイアイドル時における点火時期の遅角度合いは、燃焼状態によるが、最大限としている。より具体的には、暖機後は上死点前 20° CA程度となる点火時期が、上死点付近まで遅角する。

【0073】ハイアイドルから加速を行った場合にも、冷機状態である間は、圧縮比 ϵ を最低値に維持する。これにより、排気温度上昇効果が得られるとともに、ノッキングの問題も生じない。やがて排気浄化触媒104が転換開始温度に達するが、これ以降は、徐々に点火時期リタードを解除するとともに、徐々に圧縮比 ϵ を高めていき、吸気弁閉時期(IVC)および吸気弁閉時期(IVC)も燃費最良の目標値になるように、制御が移行していく。

【0074】図14は、上述した冷機時および暖機時の制御の流れを示すフローチャートである。まず、冷却水温および触媒温度がそれぞれ所定温度以上であるか否かに基づき、冷機状態であるか暖機状態であるかを判別する(ステップ1)。冷機状態であれば、ステップ2以降へ進む。ステップ2では、冷機時における圧縮比 ϵ 、点火時期IT、吸気弁閉時期(IVC)、吸気弁閉時期(IVC)の各制御マップを選択する。そして、ステップ3でそのときの実際の機関運転条件(回転数、スロットル開度)を検出し、これに対応するように、各マップに基づいて制御を行う。すなわち、圧縮比 ϵ が目標圧縮比 ϵ となるように可変圧縮比機構102を制御し(ステップ4、5)、吸気弁閉時期(IVC)および吸気弁閉時期(IVC)がそれぞれ目標値となるようにリフト・作動角可変機構1および位相可変機構2を制御し(ステップ6、7)、さらに、点火時期ITが目標値となるように点火進角制御装置103を制御する(ステップ8、9)。

【0075】暖機状態であれば、ステップ1からステップ12以降へ進み、暖機時の制御マップに基づいて同様の制御が行われる。ステップ12~19は、それぞれ上述したステップ2~9に対応しているので、その詳細な説明は省略する。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る制御装置のシステム全体を示す構成説明図。

【図2】この実施例における可変動弁機構を示す斜視図。

【図 3】リフト・作動角可変機構の動作説明図。

【図 4】リフト・作動角可変機構によるリフト・作動角の特性変化を示す特性図。

【図 5】位相可変機構によるバルブリフト特性の位相変化を示す特性図。

【図 6】この実施例における可変圧縮比機構を示す正面図。

【図 7】この可変圧縮比機構となる複リンク式ピストン・クランク機構のピストンストローク特性を示す特性図。

【図 8】可変圧縮比機構の動作説明図。

【図 9】単振動運動を得るためのリンク構成の説明図。

【図 10】圧縮比制御特性を示す特性図。

【図 11】代表的な運転条件でのバルブリフト特性を示

す特性図。

【図 12】冷機時の排温に与える吸気弁作動特性ならびに圧縮比の影響をまとめた説明図。

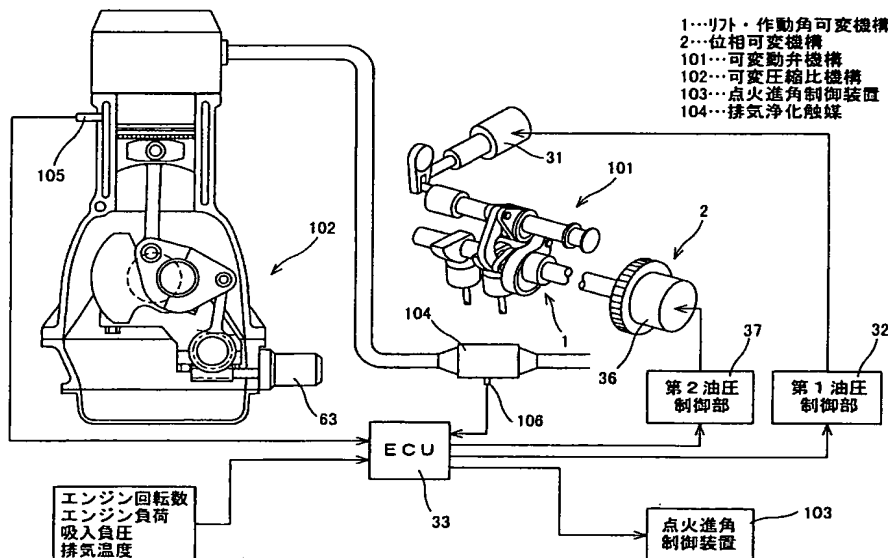
【図 13】冷機起動後の各部の動作を示すタイムチャート。

【図 14】圧縮比等の制御の流れを示すフローチャート。

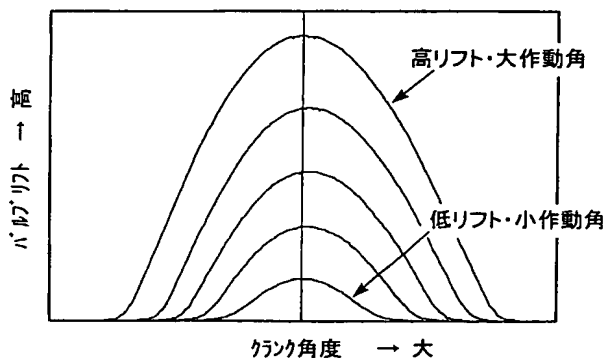
【符号の説明】

- 101…可変動弁機構
- 102…可変圧縮比機構
- 103…点火進角制御装置
- 104…排気浄化触媒
- 1…リフト・作動角可変機構
- 2…位相可変機構

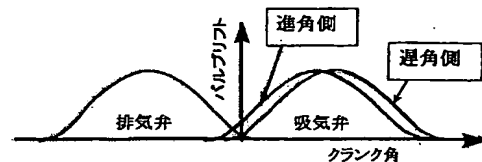
【図 1】



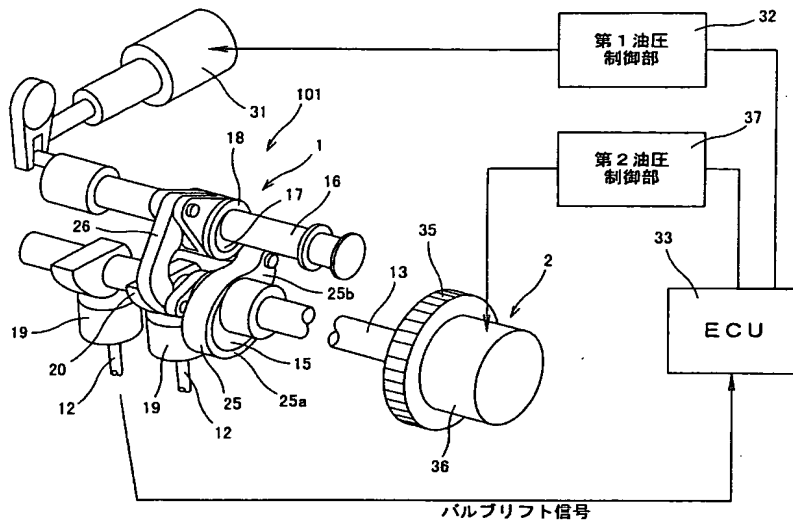
【図 4】



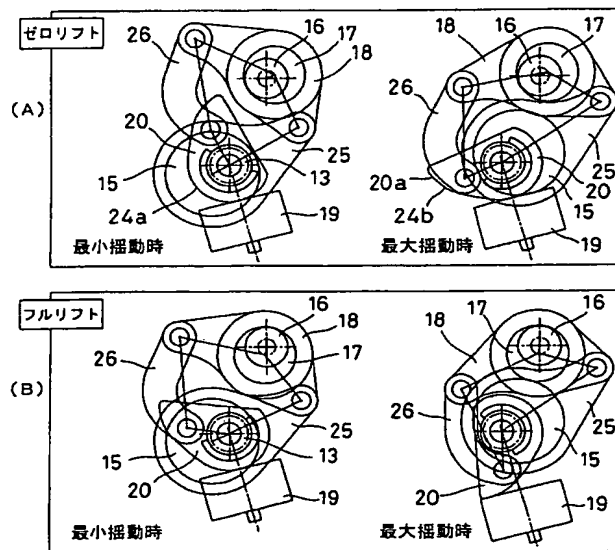
【図 5】



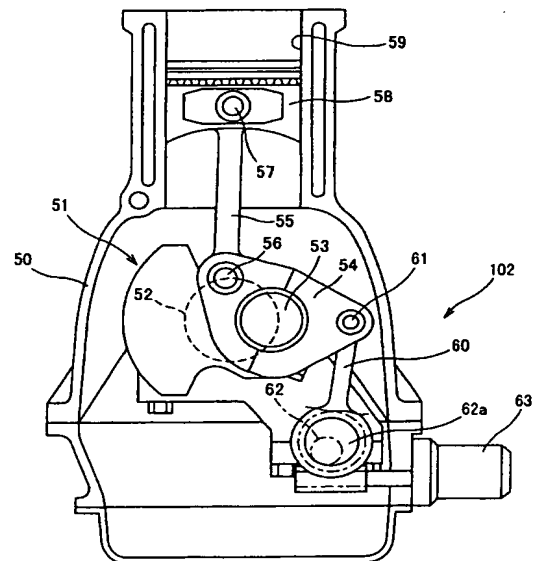
【図 2】



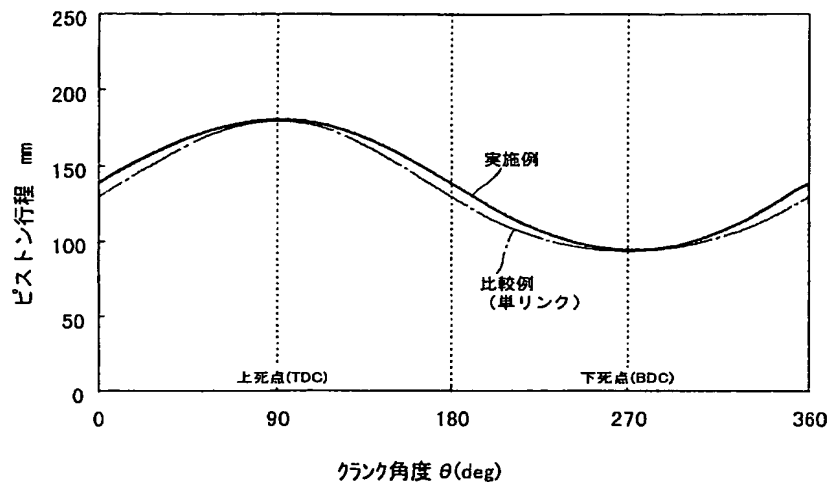
【図 3】



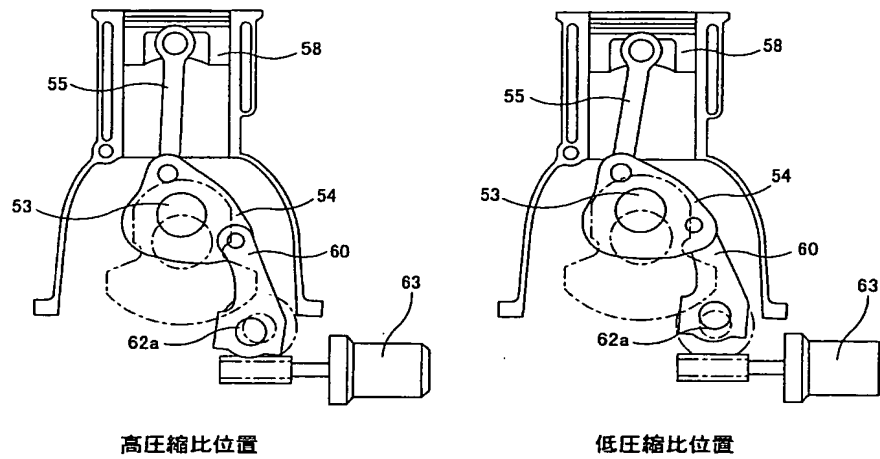
【図 6】



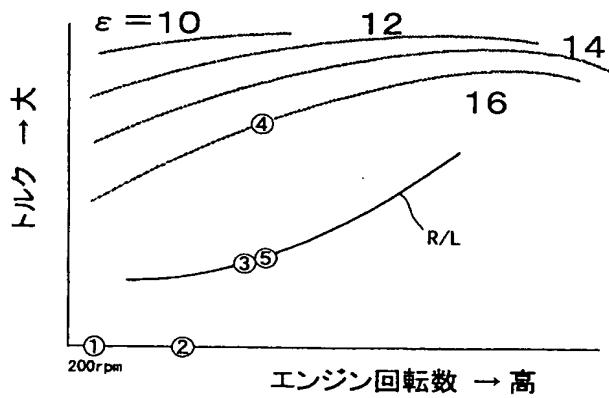
【図 7】



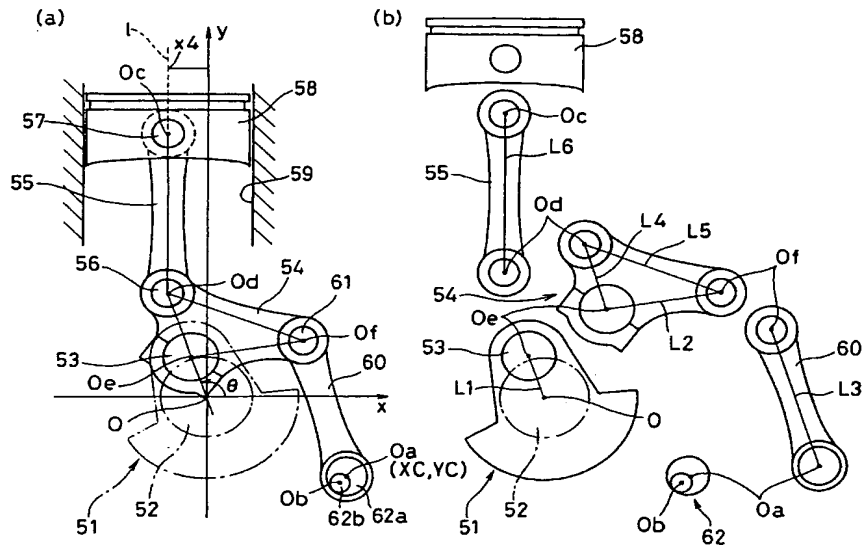
【図 8】



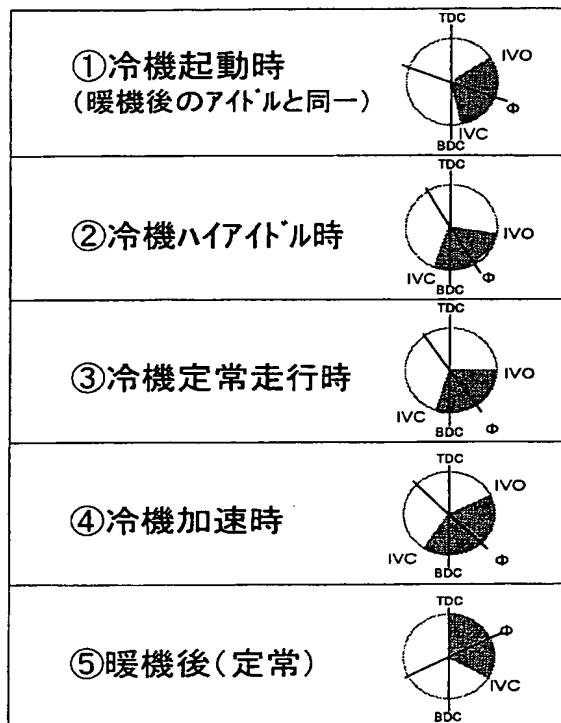
【図 10】



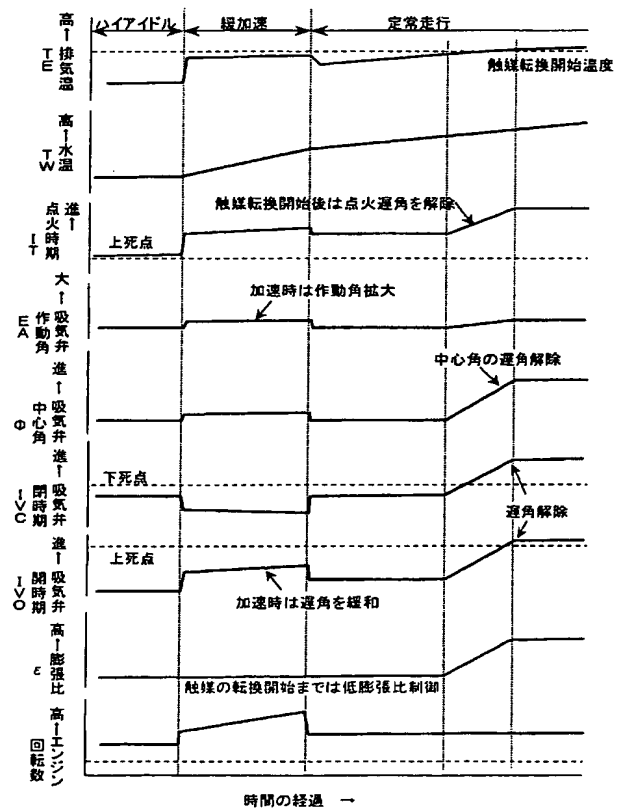
【図 9】



【図 11】



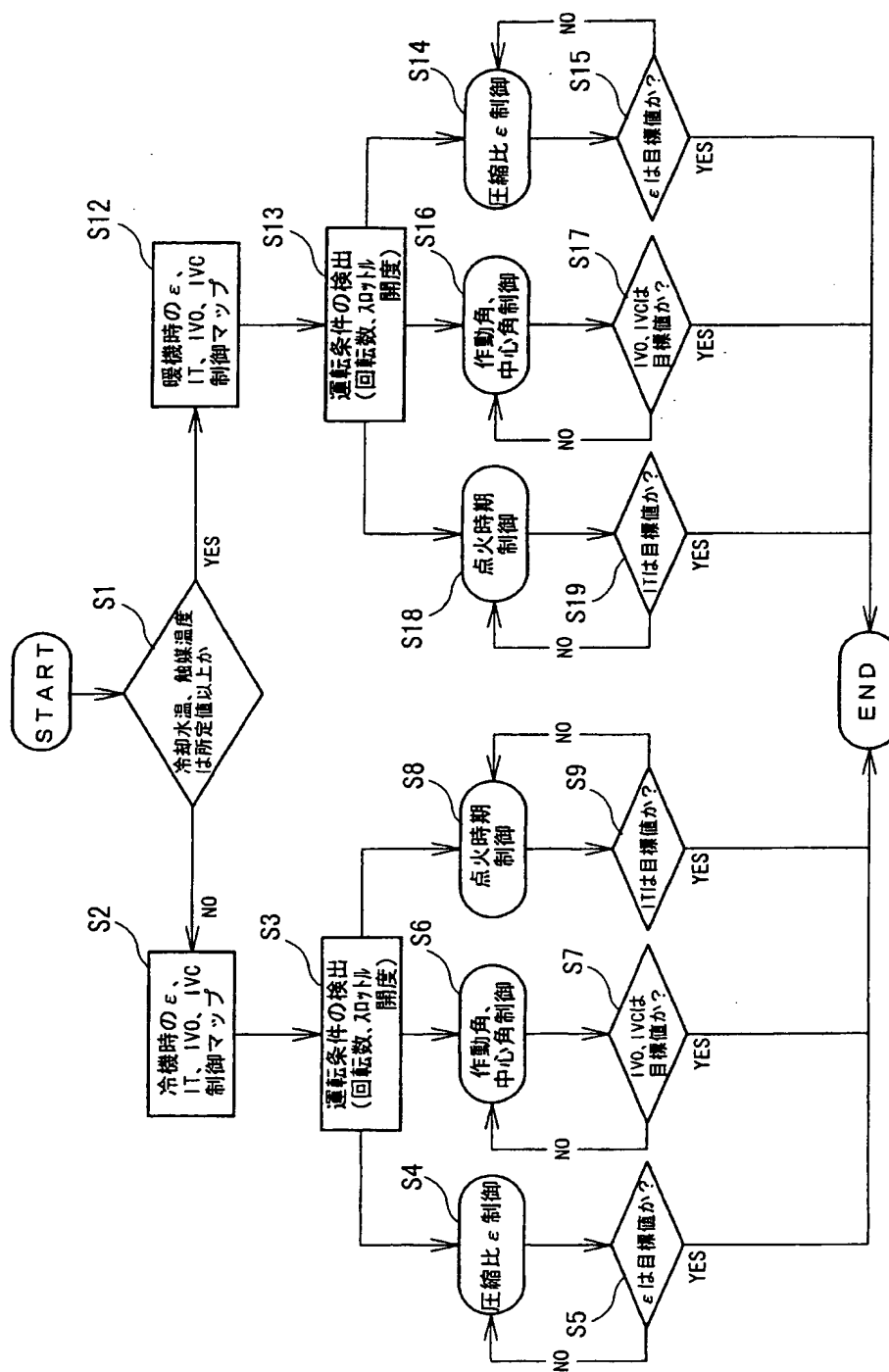
【図 13】



【図 12】

		項 目	リフト・ 限界	未燃 H C	排温 変化
(1)	吸気弁制御	吸気弁開時期 IVO の遅角 ・筒内の負圧の発達 ・ピストン速度増大 → 吸気流速の増大	拡大	減少	↑
(2)		吸気弁の低リフト化 → 吸気流速の増大	拡大	減少	↑
(3)		吸気弁閉時期 IVC の遅角 (下死点から遅らせる) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量の低下 ・吸入負圧低下 (燃料気化の悪化)	縮小	増大 (S/V 比は 同一)	↓
(4)		IVC の進角 (下死点より早める) ・実圧縮比の低下 ・吸気充填量低下 (燃料気化の悪化)	縮小	増大 (S/V 比は 同一)	↓
(5)		IVC 一下死点 ・実圧縮比の上昇 ・吸気充填量の増大 ・吸入負圧上昇 (燃料気化改善)	拡大	減少 (S/V 比は 同一)	↑
(6)	圧縮比 (膨張比) ϵ 制御	$\epsilon \rightarrow$ 高 ・上死点温度・圧力上昇 ・冷却損失増大 ・膨張比増大	拡大	増大 (S/V 比は 増大)	↓
(7)		$\epsilon \rightarrow$ 低 ・上死点温度・圧力低下 ・冷却損失低下 ・膨張比低下	縮小	減少 (S/V 比は 減少)	↑

【図14】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード* (参考)
F O 2 D 41/06	3 2 0	F O 2 D 41/06	3 2 0
43/00	3 0 1	43/00	3 0 1 B
			3 0 1 S
45/00	3 1 2	45/00	3 1 2 B
F O 2 P 5/15		F O 2 P 5/15	E
(72) 発明者 杉山 孝伸		F ターム (参考)	3G018 AB05 BA19 CA07 DA04 DA09
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産			DA10 DA12 DA17 DA19 EA17
自動車株式会社内			EA21 FA01 FA06 FA07 FA08
(72) 発明者 日吉 亮介			FA09 FA27 GA09
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産			3G022 CA02 DA02 EA01 GA05 GA09
自動車株式会社内			GA10
			3G084 BA17 BA23 CA02 DA02 DA10
			DA38 DA39 EA11 FA18 FA20
			FA27 FA33
			3G092 AA11 BA09 DA01 DA02 DA03
			DA06 DA07 DD03 DG05 DG08
			EA04 FA14 FA15 FA16 FA24
			GA02 GA12 HA11Z HD02Z
			HE01Z HE08Z
			3G301 HA19 JA02 JA21 JA22 JA37
			KA05 LA00 LA07 LC03 LC08
			NA08 NE12 PA17Z PD12Z
			PE01Z PE08Z